

Rafael Berti Schmitz

**DESENVOLVIMENTO DE BANCADA AUTOMATIZADA
PARA CONTROLE DE PRESSÕES EM
COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do Grau
de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Rodolfo César Costa
Flesch, Dr. Eng.

Co-orientador: Prof. Cesar Alberto
Penz, Dr. Eng.

Florianópolis
2016

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Schmitz, Rafael Berti

Desenvolvimento de bancada automatizada para controle de pressões em compressores de refrigeração / Rafael Berti Schmitz ; orientador, Rodolfo César Costa Flesch ; coorientador, Cesar Alberto Penz. - Florianópolis, SC, 2016. 112 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Bancada de ensaios. 3. Controle de processos. 4. Compressores de refrigeração. 5. Condição de operação. I. Flesch, Rodolfo César Costa. II. Penz, Cesar Alberto. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Rafael Berti Schmitz

**DESENVOLVIMENTO DE BANCADA AUTOMATIZADA
PARA CONTROLE DE PRESSÕES EM
COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 30 de Setembro de 2016.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora:

Prof. Rodolfo César Costa Flesch, Dr. Eng. – Presidente
DAS/UFSC

Prof. Henrique Simas, Dr. Eng. – Examinador
EMC/UFSC

Prof. Marco Antônio Martins Cavaco, Ph.D. – Examinador
EMC/UFSC

Prof. Hamilton Medeiros Silveira, D. Et. – Examinador
EEL/UFSC

Dedico esse trabalho
à minha família e
à Camilla.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Miguel e Ilvone, pela formação e exemplo de caráter.

À Camilla, sou grato pelo amor, confiança e incentivo, que me dão sustentação na busca pelos meus objetivos.

À Universidade Federal de Santa Catarina, ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica e ao Laboratório de Metrologia e Automação, por tornarem possível a realização deste trabalho.

Ao meu orientador, Prof. Rodolfo Flesch, pelo exemplo de dedicação, competência e exercício profissional. Sou grato pelos ensinamentos, instruções e sugestões formuladas durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Carlos Alberto Flesch, que generosamente acreditou no desenvolvimento deste trabalho, agradeço a oportunidade, confiança e ensinamentos.

À Embraco, agradeço por motivar e apoiar este estudo e por acreditar e investir no desenvolvimento tecnológico em solo brasileiro.

Ao engenheiro Hiago, agradeço pela contribuição e comprometimento com o desenvolvimento deste trabalho.

Aos colegas do LIAE, agradeço pelos ensinamentos, discussões e companheirismo. Um agradecimento especial ao Carlos, pelo auxílio nas montagens e inúmeras modificações da bancada.

E a todos que, no passado e no presente, contribuíram para a superação deste desafio, meus sinceros agradecimentos.

*Tentar adquirir experiência somente com
teoria é o mesmo que tentar matar a fome
lendo um cardápio.*
Provérbio popular

RESUMO

Ensaio é um procedimento experimental utilizado para avaliar as características de um produto ou processo. No caso de compressores de refrigeração, uma grande variedade de ensaios é realizada, tanto para fins de desenvolvimento quanto para controle de qualidade. Alguns desses ensaios apresentam um requisito comum quanto ao procedimento: a necessidade de manter o compressor operando em regimes específicos e bem controlados. O controle da operação é uma etapa significativa da avaliação experimental de compressores e muitas vezes é executada de forma manual, adicionando uma série de limitações e incertezas ao resultado do ensaio. Este trabalho visa explorar técnicas que permitam automatizar o controle das pressões de sucção e de descarga sob as quais um compressor de refrigeração pode operar. Para isso foi desenvolvido um protótipo que permite emular a operação de um sistema de refrigeração, dotado de instrumentação adequada para a operação automática. A estratégia de controle utilizada priorizou técnicas de controle clássico adaptadas, de forma a permitir uma aplicação imediata no meio industrial. No decorrer do trabalho são abordados aspectos de projeto do circuito mecânico da bancada, especificação dos componentes do protótipo, bem como a identificação dos modelos dinâmicos da planta e o projeto dos controladores. Os resultados experimentais de malha fechada foram satisfatórios para a aplicação e demonstraram o bom desempenho dos controladores implementados, que foram validados com diferentes modelos de compressores. Como resultado principal do trabalho, tem-se um protótipo funcional de bancada com recursos de hardware e software que permitem impor ao compressor, de forma automática, praticamente todas as condições de pressão que podem ser encontradas nos diversos exemplos de aplicação, tanto para refrigeração quanto para climatização.

Palavras-chaves: bancada de ensaios, controle de processos, condição de operação, compressores de refrigeração.

ABSTRACT

Testing is an experimental procedure used to evaluate characteristics of a product or process. Refrigerant compressors require a wide variety of tests to be performed, both for development and quality control. Some of these tests have a common procedure requirement: the necessity to keep the compressor operating in well-controlled conditions. The control of the test condition usually demands significant portion of time during a regular compressor test and it is often performed manually. This study focuses on exploring techniques to automatically control suction and discharge pressures under which a refrigerant compressor can operate. For reaching that purpose, a prototype of test rig was developed with appropriate instrumentation for automatic operation, which allows the emulation of a cooling system. The adopted control strategy used classical techniques, adapted to allow an immediate application in industry. Aspects of mechanical circuit design, specification of components, as well as identification of dynamic models and tuning of the controllers are also covered in this document. The experimental closed-loop results were satisfactory for the application and demonstrated the good performance of the controllers, which have been validated with different models of compressors. As a main result of the work, a prototype test rig with hardware and software resources was developed, allowing to automatically impose to a compressor under test all the pressure conditions that can be found in different types of applications, such as cooling and air conditioning.

Keywords: test rig, process control, condition of operation, refrigerant compressors.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Circuito de refrigeração básico.....	29
Figura 2 – Operação de um circuito de refrigeração.....	30
Figura 3 – Vista externa de um compressor hermético.....	32
Figura 4 – Vista em corte de um compressor hermético.....	33
Figura 5 – Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo ideal.....	35
Figura 6 – Estágios do ciclo de compressão.....	36
Figura 7 – Conversão Temperatura-Pressão.....	37
Figura 8 – Sistema de controle e seus sinais de interesse.....	38
Figura 9 – Diagrama de blocos de um sistema de controle realimentado.....	39
Figura 10 – Estrutura PID paralela.....	41
Figura 11 – Estrutura PID série.....	42
Figura 12 – Especificações de desempenho no domínio do tempo.....	45
Figura 13 – Resposta ao degrau para sistema de primeira ordem.....	48
Figura 14 – Resposta ao degrau para sistema de segunda ordem.....	49
Figura 15 – Indicadores usados pelo método de Ziegler-Nichols.....	51
Figura 16 – Esquema de um sistema de controle.....	52
Figura 17 – Componentes de uma válvula de controle.....	55
Figura 18 – Atuador da válvula de controle.....	56
Figura 19 – Válvula de controle do tipo globo.....	57
Figura 20 – Válvula de controle tipo esfera.....	58
Figura 21 – Válvula de controle tipo borboleta.....	59
Figura 22 – Características de vazão.....	60
Figura 23 – Circuito termodinâmico do protótipo.....	64
Figura 24 – Circuito principal.....	65
Figura 25 – Recursos e regiões de operação associadas.....	66
Figura 26 – Comportamento da válvula de descarga.....	68
Figura 27 – Comportamento da válvula de equalização.....	69
Figura 28 – Arquitetura de instrumentação.....	70
Figura 29 – Mapa de condições de operação.....	71
Figura 30 – Entradas e saídas do processo.....	72
Figura 31 – Sistema de controle proposto.....	73
Figura 32 – Representação da solução completa.....	74
Figura 33 – Ensaio de avaliação da válvula de sucção.....	76
Figura 34 – Ensaio de avaliação da válvula de descarga.....	78
Figura 35 – Regiões usadas para a modelagem.....	79
Figura 36 – Detalhe do ensaio de acoplamento.....	82
Figura 37 – Lugar das raízes para o controlador da sucção.....	84
Figura 38 – Lugar das raízes para o controlador da descarga.....	84
Figura 39 – Ensaio preliminar em malha fechada.....	86
Figura 40 – Detalhe do ensaio preliminar.....	87
Figura 41 – Ensaio em malha fechada com escalonador.....	89
Figura 42 – Detalhe do ensaio com escalonador.....	90
Figura 43 – Ensaio de avaliação da válvula de equalização.....	91

Figura 44 – Lugar das raízes equalização	93
Figura 45 – Ensaio com VE em malha fechada	93
Figura 46 – Trajetória de seguimento	94
Figura 47 – Condições de operação críticas	96
Figura 48 – Interface do sistema.....	97
Figura 49 – Tela sinótica do processo	98
Figura 50 – Esquema de divisão da lógica do software.....	99
Figura 51 – Região de abrangência – Compressor pequeno.....	101
Figura 52 – Ensaio em malha fechada compressor pequeno	102
Figura 53 – Região de abrangência – Compressor grande.....	103
Figura 54 – Ensaio em malha fechada compressor grande	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação de sistemas de refrigeração	30
Tabela 2 – Características metrológicas dos transmissores.....	67
Tabela 3 – Características das válvulas de controle	69
Tabela 4 – Perfil de ganho de VS	77
Tabela 5 – Perfil de ganho de VD.....	78
Tabela 6 – Parâmetros do modelo médio para a pressão de sucção	80
Tabela 7 – Parâmetros do modelo médio para a pressão de descarga	81
Tabela 8 – Perfil de ganho de VE	91

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Ajuste do controlador pelo método de Ziegler-Nichols	50
Quadro 2 – Funcionamento dos controles por região	95
Quadro 3 – Ações dos componentes discretos	97

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A/D	Analógico-Digital
CFC	Clorofluorcarbono
CV	Coefficiente de vazão
DAQ	Aquisição de dados (do inglês <i>Data Acquisition</i>)
FSM	Máquina de estados finitos (do inglês <i>Finite State Machine</i>)
HBP	Alta pressão de retorno (do inglês <i>High Back Pressure</i>)
LabVIEW	<i>Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench</i>
LBP	Baixa pressão de retorno (do inglês <i>Low Back Pressure</i>)
LC	Circuito formado por um indutor e um capacitor
LIAE	Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios
MATLAB	<i>Matrix Laboratory</i>
MIMO	Múltiplas entradas e múltiplas saídas (do inglês <i>Multiple Input – Multiple Output</i>)
MBP	Média pressão de retorno (do inglês <i>Medium Back Pressure</i>)
PT	Transdutor de pressão (do inglês <i>Pressure Transducer</i>)
PI	Controlador proporcional integral
PID	Controlador proporcional integral derivativo
PWM	Modulação por largura de pulso (do inglês <i>Pulse Width Modulation</i>)
R134a	1,1,1,2 Tetrafluoretano
R600	Isobutano
RC	Circuito formado por um resistor e um capacitor
SIMO	Única entrada e múltiplas saídas (do inglês <i>Single Input – Multiple Output</i>)
SISO	Única entrada e única saída (do inglês <i>Single Input – Single Output</i>)
USB	Barramento serial universal (do inglês <i>Universal Serial Bus</i>)
VD	Válvula de controle da linha de descarga
VE	Válvula de controle da linha de equalização
VS	Válvula de controle da linha de sucção

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	Apresentação do problema	25
1.2	Objetivos.....	27
1.3	Estrutura do trabalho	27
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	28
2.1	Introdução à refrigeração	28
2.1.1	Operação dos sistemas de refrigeração	29
2.2	Compressores herméticos	31
2.2.1	Aspectos construtivos	32
2.2.2	Princípio de funcionamento.....	34
2.2.3	Condição de operação.....	36
2.3	Controle de processos.....	38
2.3.1	Controle PID.....	38
2.3.2	Projeto do controlador	44
2.4	Instrumentação aplicada ao controle de processos.....	52
2.4.1	Medição de pressão	53
2.4.2	Válvulas de controle	54
3	RECURSOS EXPERIMENTAIS.....	63
3.1	Construção e operação do protótipo	63
3.2	Seleção dos componentes.....	67
3.2.1	Medição de pressão	67
3.2.2	Válvulas de controle	67
3.3	Arquitetura de instrumentação.....	69
4	ESTRATÉGIAS DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO..	71
4.1	Caracterização do problema.....	71
4.2	Contribuições da literatura.....	74
4.3	Identificação e modelagem da planta.....	76
4.3.1	Ensaio para avaliação dos atuadores	76
4.3.2	Modelagem por regiões	79
4.3.3	Ensaio para identificação das interações	81
4.4	Projeto dos controladores	82
4.4.1	Controlador da pressão de sucção.....	83
4.4.2	Controlador da pressão de descarga	83
4.4.3	Projeto dos escalonadores.....	87
4.5	Controle da região de equalização	90
4.5.1	Identificação e modelagem.....	90

4.5.2	Projeto do controlador.....	92
4.6	Recursos de automação.....	94
4.6.1	Gerenciamento de referências	95
4.6.2	Lógica de atuação do circuito auxiliar.....	96
4.7	Recursos de software.....	97
5	RESULTADOS E AVALIAÇÃO.....	100
5.1	Compressor pequeno.....	100
5.2	Compressor grande	103
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	105
6.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	106

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de produtos é um processo essencial para a competitividade de qualquer indústria. A fabricação de compressores não é exceção. Apesar do elevado grau de maturidade do produto, fabricantes continuam perseguindo melhorias, como: aumento de eficiência, redução de ruído e otimização de recursos materiais (LAJÚS JUNIOR, 2012).

Para suportar esse processo, é necessário avaliar e quantificar as melhorias introduzidas no projeto do produto. Entretanto, a complexidade intrínseca ao funcionamento do compressor, muitas vezes impede que as soluções propostas sejam validadas por meio de simulações ou estudos analíticos.

Frente a esta situação, técnicas experimentais continuam sendo indispensáveis para assegurar a qualidade e confiabilidade do produto. Essa tarefa tipicamente é realizada com o apoio de bancadas de ensaio, equipadas com sistemas capazes de monitorar e controlar a operação do compressor.

Em muitas ocasiões, o controle dos ensaios é realizado pela intervenção de um operador, que observa as variações e atua sobre o processo, controlando as variáveis de interesse. Apesar de simples e objetiva, essa abordagem é ineficaz para ensaios sofisticados, pois limita os resultados obtidos, além de tornar o ensaio dependente do fator humano.

A busca pela melhoria contínua tem elevado progressivamente os requisitos de desempenho dos ensaios, requerendo das instalações um elevado grau de automação para torná-las capazes de corresponder às exigências. Essa tendência ainda é reforçada pela necessidade de maior produtividade e eficiência operacional, direcionando atenções para o controle automático de processos.

1.1 Apresentação do problema

O Laboratório de Instrumentação e Automação de Ensaios (LIAE), mantém extensa cooperação com a Whirlpool S.A. – Unidade Embraco, líder mundial na fabricação de compressores herméticos para refrigeração. Essa iniciativa permite que as pesquisas realizadas na universidade tratem de problemas reais e que as soluções propostas sejam aplicadas pelo setor produtivo.

As linhas de pesquisa desenvolvidas pelo LIAE têm como foco desenvolver e aprimorar recursos para medição e automação, apoiando a

política de garantia de qualidade da empresa parceira. Dentro desse contexto, diferentes ensaios foram investigados, cada qual com suas características e procedimentos.

Um método muito utilizado pela indústria de refrigeração é o chamado ensaio de desempenho energético, através do qual o compressor é analisado em um sistema que emula a aplicação em um refrigerador. Enquanto o dispositivo é mantido operando em condições nominais, sistemas monitoram as variáveis de interesse. Esse problema foi investigado por diversos pesquisadores, entre eles Poletto (2006), Scussel (2006) e Flesch (2008).

Outra categoria de ensaios visa investigar o funcionamento do compressor em condições extremas. Neles, os limites de operação do produto são testados em um breve intervalo de tempo, permitindo que determinadas variáveis sejam monitoradas durante transitórios e sob efeito de perturbações. Esse tema foi investigado por Costa (2010), Schlickmann (2012) e Thomazini Júnior (2013).

Finalmente, tem-se os ensaios de confiabilidade, cuja função é determinar os níveis de solicitação aos quais alguns componentes são submetidos durante a operação do compressor. Para isso, diferentes regimes de operação são impostos ao compressor, permitindo variar o carregamento aplicado sobre os subsistemas. Esse assunto foi abordado nos estudos desenvolvidos por Penteado (2009) e Ballmann (2010).

Apesar das diferenças quanto ao objeto da avaliação, esses ensaios apresentam um requisito comum quanto ao procedimento: a necessidade de manter o compressor operando em regimes específicos e bem controlados. O controle da operação é uma etapa significativa da avaliação experimental de compressores, influenciando diretamente o tempo de execução total. Essa tarefa muitas vezes é executada de forma manual, adicionando uma série de limitações e incertezas ao resultado do ensaio. Mesmo quando o controle é realizado de forma automática, o desempenho alcançado é modesto, já que as simplificações assumidas durante o projeto do controlador inviabilizam seu aprimoramento.

O problema de estudo é a obtenção de uma solução capaz de automatizar o controle da operação de um compressor em todas as regiões possíveis, oferecendo um comportamento robusto e com velocidade de resposta satisfatória. Com isso espera-se que diferentes ensaios possam ser realizados de forma automática e em tempo compatível com a operação manual.

1.2 Objetivos

O objetivo geral da dissertação é automatizar o controle das pressões de sucção e de descarga sob as quais um compressor de refrigeração pode operar.

Com o intuito de aliar o escopo principal às atividades operacionais, foram elencados alguns objetivos específicos.

- Desenvolver um protótipo de bancada que permita emular a operação de um sistema de refrigeração, dotado de instrumentação adequada para a operação automática.
- Identificar os modelos matemáticos que descrevem o comportamento da planta.
- Desenvolver estratégias para o controle das variáveis do processo.
- Realizar ensaios e comparar os resultados, visando validar as estratégias adotadas.

1.3 Estrutura do trabalho

A dissertação está organizada em seis capítulos. Neste primeiro capítulo foi introduzido o tema do trabalho, contextualizando o problema de pesquisa e sua motivação.

O capítulo 2 propõe uma revisão sobre os principais conceitos necessários para a compreensão deste trabalho. Inicialmente são apresentados fundamentos sobre refrigeração e compressores, com foco nas características e condições de operação. Em seguida é feita uma exposição sobre controle de processos e instrumentação aplicada ao controle de processos.

O capítulo 3 apresenta detalhes a respeito do desenvolvimento do protótipo. A configuração e topologia são descritas e os componentes mecânicos e de instrumentação são especificados.

O capítulo 4 trata da automação desenvolvida visando cumprir os objetivos do trabalho. A identificação da planta, o projeto dos controladores e o desenvolvimento do software são detalhados nesse capítulo.

O capítulo 5 apresenta os resultados obtidos para os diversos ensaios realizados com o protótipo desenvolvido.

Por fim, o capítulo 6 propõe uma avaliação do trabalho realizado, identificando lacunas a serem preenchidas em trabalhos futuros.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Este capítulo apresenta os conceitos fundamentais para a compreensão do trabalho desenvolvido. Ele é organizado em seções que contemplam os conceitos básicos de refrigeração, compressores herméticos, controle de processos e instrumentação industrial.

2.1 Introdução à refrigeração

Apesar do calor ser uma forma de energia extremamente útil, existem situações em que ele não é desejado. O calor deve ser removido de alimentos com a intenção de conservar seu sabor e qualidade. Ele também é removido de ambientes fechados visando proporcionar maior conforto térmico aos seus ocupantes. O processo que envolve a remoção de calor é comumente denominado refrigeração (MILLER; MILLER, 2014).

Uma vez que o calor flui naturalmente do ambiente com maior temperatura para o ambiente com menor temperatura, o processo reverso não ocorre espontaneamente. Para que isso aconteça é necessário um sistema especial. Assim, pode-se definir um sistema de refrigeração como uma sequência de elementos que operam com o objetivo de transferir calor de um ambiente à baixa temperatura para um ambiente à alta temperatura (ÇENGEL; BOLES, 2013).

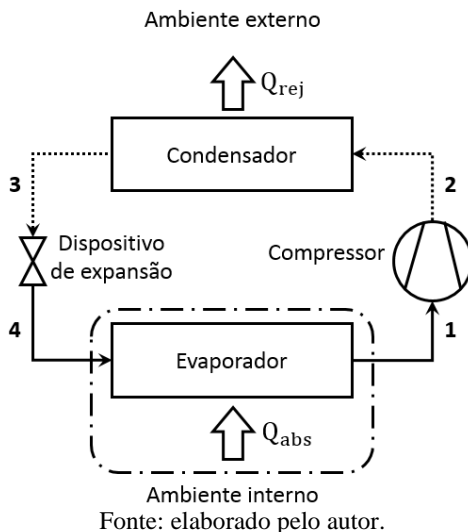
O sistema mais utilizado é baseado no ciclo de refrigeração por compressão de vapor e é composto por quatro elementos principais: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, conforme exibido na Figura 1. O transporte de calor é possível graças às sucessivas mudanças de fase do fluido de trabalho, denominado refrigerante (MILLER; MILLER, 2014).

O ciclo pode ser compreendido ao acompanhar a circulação de uma partícula de fluido refrigerante, com início no ponto 1 da Figura 1. Nesse ponto, o fluido encontra-se no estado de vapor superaquecido a baixa pressão. Ao passar pelo compressor (ponto 2), o fluido tem sua pressão elevada e é descarregado no condensador. No interior do trocador de calor ele rejeita calor e condensa. Dessa forma, no ponto 3 tem-se refrigerante líquido, sub-resfriado e a alta pressão (STOECKER; JABARDO, 2002).

Ao passar pelo dispositivo de expansão, o refrigerante tem sua pressão reduzida. Isso garante que no ponto 4 ele se encontre em uma condição de saturação, onde qualquer acréscimo de energia provoca mudança de fase. Nessa condição, o refrigerante alcança o evaporador, que fica isolado do restante do sistema. Isso permite que o fluido absorva calor

do ambiente interno, evaporando no interior do trocador de calor (STOECCKER; JABARDO, 2002). Dessa forma, o fluido retorna ao ponto inicial no estado de vapor, pronto para reiniciar o ciclo.

Figura 1 – Circuito de refrigeração básico



Onde:

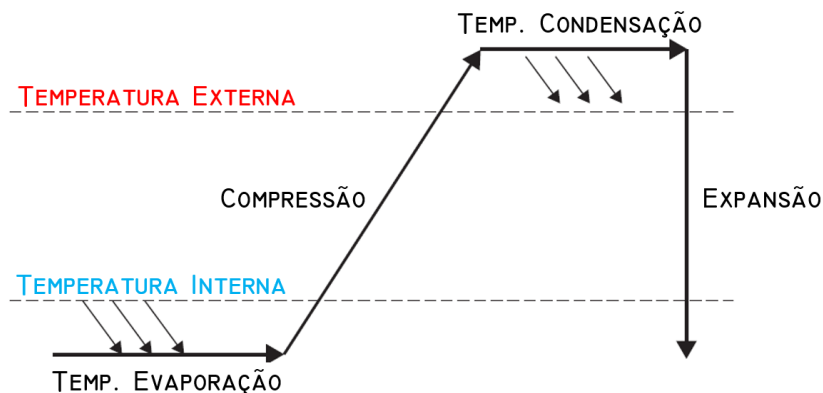
Q_{rej}	calor rejeitado	alta pressão
Q_{abs}	calor absorvido	—	baixa pressão

Ainda na Figura 1, observam-se duas regiões, divididas conforme o nível de pressão que o sistema impõe ao fluido. A região de alta pressão compreende a linha que liga a saída do compressor até a entrada do dispositivo de expansão. Já a região de baixa pressão compreende a linha que liga a saída do dispositivo de expansão até a entrada do compressor. Como o refrigerante é uma substância pura, os níveis de pressão nessas regiões definem as temperaturas de mudança de fase do sistema.

2.1.1 Operação dos sistemas de refrigeração

A operação de um sistema de refrigeração pode ser resumida através de um diagrama, apresentado na Figura 2.

Figura 2 – Operação de um circuito de refrigeração



Fonte: elaborado pelo autor.

A partir do diagrama percebem-se duas variáveis fundamentais: a temperatura de evaporação e a temperatura de condensação. A primeira representa a temperatura na qual o fluido passa do estado líquido para o estado de vapor e é definida pelo nível de pressão percebido no interior do evaporador. Essa temperatura deve ser um pouco menor que a temperatura interna, de forma que o fluido absorva calor do ambiente interno e evapore.

A temperatura de evaporação está associada à aplicação do sistema de refrigeração, podendo ser enquadrada em três categorias, conforme a Tabela 1.

Tabela 1 – Classificação de sistemas de refrigeração

Classificação	Temperatura de Evaporação	Aplicações
LBP	$(-35 \text{ a } -10) ^\circ\text{C}$	Congeladores e refrigeradores
MBP	$(-25 \text{ a } 0) ^\circ\text{C}$	Expositores de auto-serviço
HBP	$(-5 \text{ a } +15) ^\circ\text{C}$	Desumidificadores de ar

Fonte: (EMBRACO, 2014).

Considerando as aplicações apresentadas na Tabela 1, é possível definir um envelope de operação que compreenda as condições possíveis para a temperatura de evaporação. Tal envelope é descrito pelo intervalo de $(-40 \text{ a } +20) ^\circ\text{C}$.

A temperatura de condensação, por sua vez, representa a temperatura na qual o fluido passa do estado de vapor para líquido e é definida

pelo nível de pressão encontrado no interior do condensador. Para que o circuito possa operar de forma satisfatória, essa temperatura deve ser um pouco mais elevada que a temperatura do ambiente onde o sistema está instalado. Essa condição permite que o fluido rejeite calor para o ambiente externo, provocando a sua condensação (FLESCHE, 2012).

Tendo em vista que sistemas de refrigeração são utilizados em diferentes partes do mundo, o sistema deve manter sua funcionalidade quando instalado nessas regiões. Considerando a variação da temperatura ambiente ao redor do globo terrestre, é possível definir um envelope de operação que compreenda todas as condições possíveis para a temperatura de condensação. Tal envelope corresponde ao intervalo de (+25 a +65) °C.

Além da aplicação e do ambiente de instalação, o tipo de refrigerante utilizado é outra característica que interfere na operação do sistema. Durante muitos anos os clorofluorcarbonos (CFC) foram considerados a solução ideal para a refrigeração, uma vez que aliam características de desempenho e segurança. Entretanto o elevado potencial de destruição da camada de ozônio determinou uma substituição gradual dos CFCs por alternativas menos agressivas. Atualmente, os refrigerantes mais empregados em sistemas de refrigeração são o R134a e R600a (MILLER; MILLER, 2014).

2.2 Compressores herméticos

Em função de limitações tecnológicas, os primeiros compressores eram acionados por um motor externo independente. Nessa concepção, denominada aberta, o eixo rotativo do motor atravessa a carcaça do compressor, criando um problema de estanqueidade nesse ponto (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008). A estanqueidade é um atributo importante para o compressor, pois impede que o fluido refrigerante e o óleo lubrificante sejam contaminados por agentes externos, além de evitar o vazamento do fluido para o meio externo, o que está associado com perda de eficiência e possível contaminação do ambiente externo.

Essa dificuldade foi superada com o advento dos compressores herméticos. Neles, o mecanismo de compressão é diretamente acoplado ao motor e o conjunto fica alojado em um único invólucro selado, submetido a baixa pressão. No exterior da carcaça ficam disponíveis apenas os terminais elétricos e as tomadas de fluido (passadores), garantindo maior estanqueidade ao equipamento. A aparência de um compressor hermético típico é apresentada na Figura 3.

Figura 3 – Vista externa de um compressor hermético



Fonte: (CHILLER & COOLING BEST PRACTICES, 2016).

A vedação hermética permite que os componentes internos permaneçam em contato direto com o refrigerante, contribuindo para o seu arrefecimento. Esses fatores permitiram que o volume do equipamento fosse reduzido consideravelmente. Além disso, compressores herméticos oferecem outras características interessantes para o mercado de refrigeração. Níveis reduzidos de ruído, robustez estrutural e facilidade de manuseio o tornam preferido tanto para aplicações domésticas quanto comerciais. Entretanto, apresentam um inconveniente a ser considerado: a falha inutiliza o equipamento, uma vez que a carcaça não fornece acesso para manutenção ou reparo (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008).

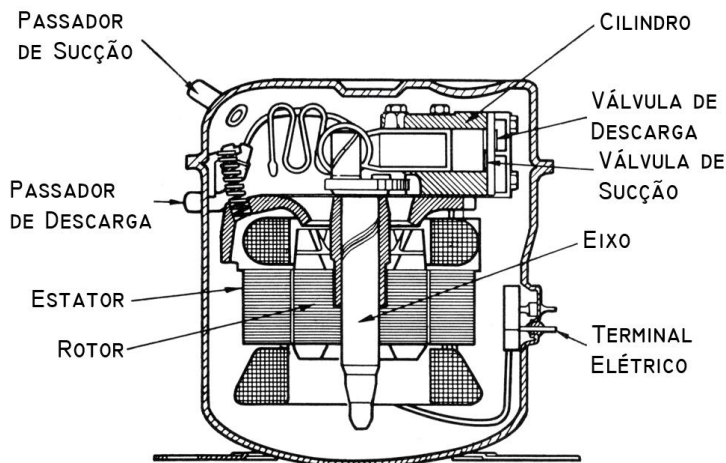
2.2.1 Aspectos construtivos

A Figura 4 fornece uma vista em corte do compressor hermético, permitindo a identificação dos principais componentes internos. Para facilitar a discussão, é interessante agrupar esses componentes em dois subconjuntos principais, detalhados nas seções 2.2.1.1 e 2.2.1.2.

2.2.1.1 Motor

Segundo Brown (2005), o motor é a força motriz do conjunto, fornecendo a potência solicitada pelo mecanismo de compressão. Compressores herméticos tipicamente são acionados por um motor elétrico, projetado para satisfazer as necessidades do compressor (torques de partida e operação), oferecendo a maior eficiência dentro do intervalo de aplicação. Aplicações domésticas tipicamente empregam motores elétricos monofásicos, tanto síncronos quanto de indução (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008).

Figura 4 – Vista em corte de um compressor hermético



Fonte: adaptado de (BLOCH; HOEFNER, 1996).

Os motores de indução possuem estator bobinado com rotor do tipo gaiola de esquilo. São motores de baixo custo e elevada confiabilidade, além de praticamente não necessitarem manutenção, motivos que o tornam favorito para esse tipo de aplicação (MILLER; MILLER, 2014).

Motores de indução monofásicos não possuem torque de partida. Por isso eles são construídos num arranjo chamado de fase dividida, onde o estator recebe um enrolamento auxiliar, defasado de 90° do enrolamento principal. Essa estratégia permite criar um campo girante no instante de partida. Após atingir a velocidade de operação, o enrolamento auxiliar é desconectado do circuito por meio de um relé ou dispositivo semicondutor com coeficiente positivo de temperatura (MILLER; MILLER, 2014).

Além do dispositivo de partida, os motores de indução utilizam outros acessórios elétricos. Dependendo das necessidades da aplicação, os torques de partida e operação podem ser elevados através da inclusão de capacitores, convenientemente conectados ao circuito. Por fim, é empregado um dispositivo de segurança, chamado de protetor térmico, que protege o motor contra surtos de corrente e superaquecimento (MILLER; MILLER, 2014).

Os motores síncronos sem escovas (*brushless*) são constituídos por um estator bobinado e rotor com ímãs permanentes na superfície. O acionamento dessas máquinas necessita de frequência variável, tipicamente realizado por um inversor de frequência. Esses motores vêm ganhando popularidade em função da habilidade em oferecerem controle

de capacidade (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008). Porém, possuem maior custo quando comparados aos motores de indução, principalmente por exigirem um acionamento com eletrônica embarcada.

2.2.1.2 Mecanismo de compressão

O mecanismo responsável pela compressão pode assumir diferentes concepções e permite classificar o compressor de acordo com o método utilizado. Compressores herméticos tipicamente efetuam a compressão por meio da redução de volume, empregando o método denominado de deslocamento positivo. Nesta categoria, o tipo mais difundido é o mecanismo alternativo (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008), servindo como referência para uma descrição do processo.

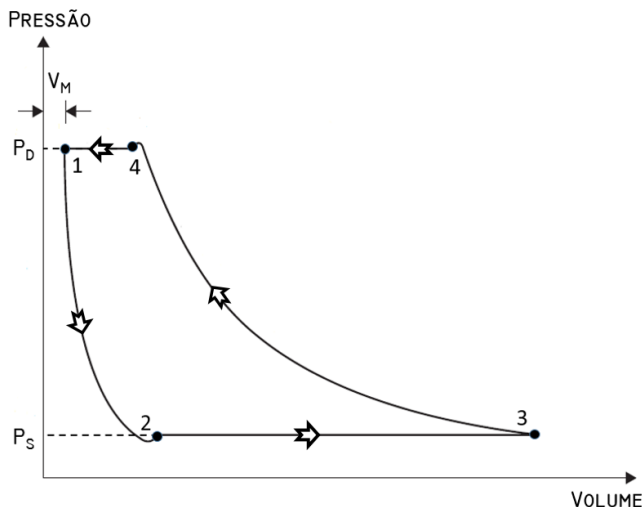
Inicialmente, o movimento rotativo fornecido pelo motor é convertido em movimento alternativo, através de um sistema biela-manivela. Na extremidade oposta da biela é conectado o pistão, que corre dentro de um cilindro. O arranjo pistão-cilindro cria uma câmara de volume variável, permitindo a realização do chamado trabalho de fronteira móvel (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O regime de operação é controlado por válvulas posicionadas no topo do cilindro. São válvulas de flexão com atuação automática, comandadas pela diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga (DOSSAT, 2004). Elas garantem que o fluido escoe em um sentido único, impedindo o fluxo no sentido oposto.

2.2.2 Princípio de funcionamento

Os compressores alternativos são máquinas de fluxo intermitente, apresentando um comportamento cíclico por natureza (BLOCH; HOEFNER, 1996). Em cada ciclo, um volume determinado de vapor é confinado, comprimido e descarregado para o circuito. Esse ciclo pode ser representado por meio de um diagrama pressão-volume, apresentado na Figura 5. A área sob a curva em um diagrama pressão-volume é igual em magnitude ao trabalho realizado durante o processo de compressão (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Figura 5 – Diagrama pressão-volume de um compressor alternativo ideal



Fonte: adaptado de (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008).

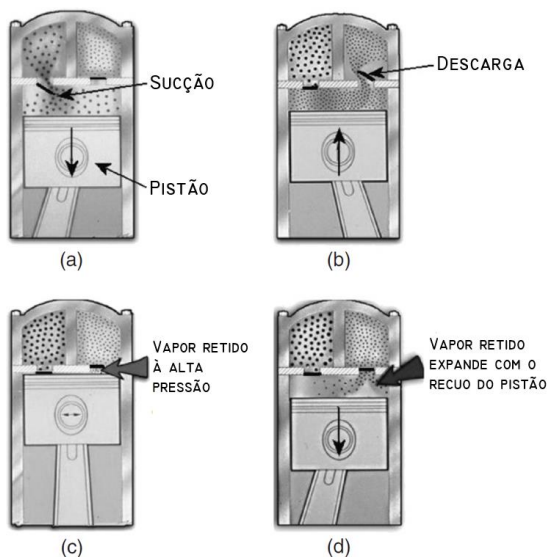
No ponto 1 do diagrama, o pistão se encontra no auge do seu curso, também chamado de ponto morto superior. Nessa posição, tanto a válvula de sucção quanto a de descarga estão fechadas. O pistão inicia o movimento de recuo, ao longo da linha 1-2, aumentando o volume da câmara de compressão. A expansão diminui a pressão interna, até o ponto em que ela se torna menor do que a pressão externa (câmara de sucção). Nesse instante, assinalado pelo ponto 2, a válvula de sucção abre, permitindo a entrada de vapor a baixa pressão no interior do cilindro. A sucção acontece enquanto o pistão se desloca do ponto 2 até o ponto 3. Ao alcançar o ponto 3, também chamado de ponto morto inferior, o cilindro atinge seu volume máximo (DOSSAT, 2004). Nesse instante, a válvula de sucção fecha, bloqueando a entrada do fluido.

A partir desse ponto o pistão inverte o sentido, iniciando o movimento ascendente, acompanhando a linha 3-4. O avanço do pistão diminui o volume do cilindro, aumentando a pressão interna, até o ponto em que ela supera a pressão externa (câmara de descarga). Nesse instante, assinalado pelo ponto 4, a válvula de descarga abre, liberando vapor a alta pressão. A descarga acontece enquanto o pistão se desloca do ponto 4 até o ponto 1. Por fim, o pistão retorna ao ponto 1 e a válvula de descarga fecha. Nesse ponto o cilindro apresenta seu volume mínimo, também chamado de volume morto ou espaço nocivo. Esse volume corresponde à folga admitida entre o topo do pistão e o cabeçote, evitando o choque

entre as partes móveis. Quanto maior o volume morto, maior o deslocamento do pistão até a abertura da válvula. Consequentemente, menor o volume de gás aspirado da linha de sucção e menor a eficiência do dispositivo (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008).

A Figura 6 detalha os estágios do ciclo de compressão. As etapas de sucção e descarga são ilustradas pelos detalhes (a) e (b). Quando o pistão atinge o ponto morto superior, uma pequena quantidade de vapor a alta pressão permanece retida dentro da câmara, conforme ilustra o detalhe (c). Para que um novo processo de sucção inicie, esse vapor deve ser expandido, reduzindo a pressão interna e permitindo a abertura da válvula de sucção, conforme apresenta o detalhe (d).

Figura 6 – Estágios do ciclo de compressão



Fonte: adaptado de (HUNDY; TROTT; WELCH, 2008).

(a) sucção, (b) descarga, (c) pistão no ponto morto superior,
(d) expansão pré-sucção.

2.2.3 Condição de operação

A condição de operação de um compressor é determinada pelo estado termodinâmico do fluido na entrada e na saída do equipamento (ÇENGEL; BOLES, 2013). Dessa forma, cada ponto de operação pode

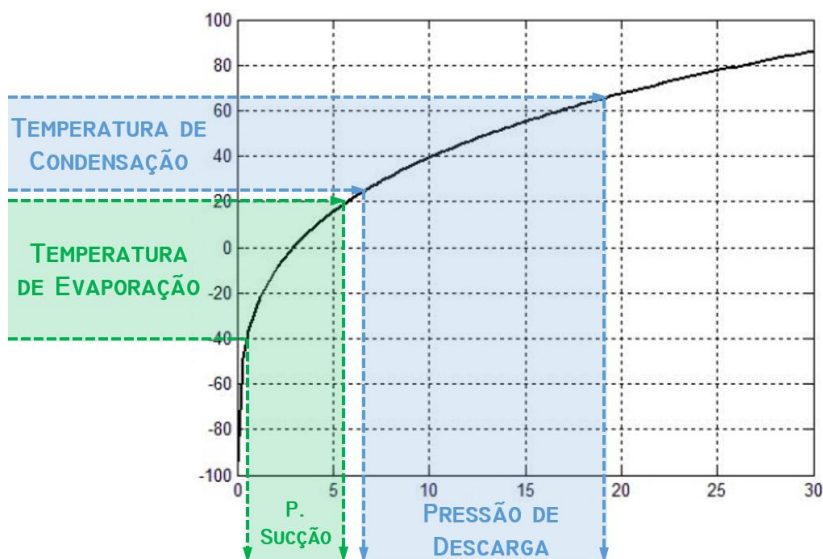
ser entendido como um par ordenado, formado pelas pressões medidas na sucção e na descarga.

Quando inseridos em um sistema de refrigeração, os componentes têm seu ponto de operação determinado pela condição do sistema. Mesmo assim, é possível relacionar as pressões (próprias do compressor) com as temperaturas (próprias do sistema), a partir de um raciocínio simples.

Como em um sistema de refrigeração, o fluido tipicamente encontra-se saturado no interior dos trocadores de calor, temperatura e pressão se tornam propriedades dependentes. Assim, os níveis de pressão do evaporador e do condensador definem as temperaturas de evaporação e condensação correspondentes.

A pressão do evaporador pode ser aproximada pela pressão na admissão do compressor, se forem desprezadas as perdas de carga na tubulação que liga esses componentes. A mesma consideração pode ser utilizada para a pressão do condensador, que é aproximada pela pressão na descarga do compressor. Assim, é possível converter as pressões medidas em temperaturas correspondentes e vice-versa, através da curva de saturação adequada para o fluido de trabalho, como representado pela Figura 7.

Figura 7 – Conversão Temperatura-Pressão

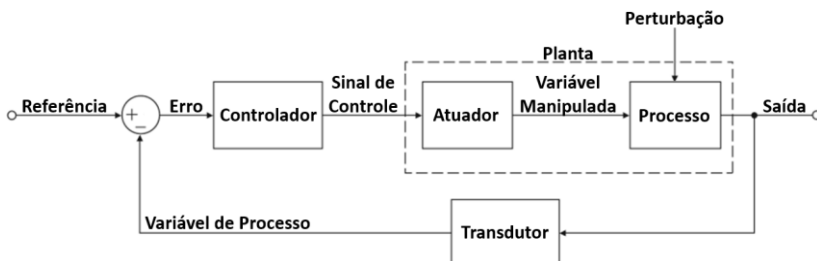


Fonte: Elaborada pelo autor.

2.3 Controle de processos

O controle de processos está preocupado em manter determinadas variáveis dentro de uma condição de operação desejada. A natureza dinâmica dos processos exige um monitoramento contínuo, com intervenções adequadas para assegurar uma operação segura, econômica e sustentável (SEBORG et al., 2011). Tal capacidade é alcançada através de uma disposição racional de componentes, constituindo um sistema de controle realimentado. A estrutura básica desse sistema é apresentada na Figura 8, bem como os principais sinais de interesse.

Figura 8 – Sistema de controle e seus sinais de interesse



Fonte: adaptado de (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

O controle em malha fechada monitora continuamente o valor de saída e o compara com um valor de referência. Essa estrutura estabelece um fluxo de informação tal que, qualquer diferença detectada é utilizada para introduzir uma ação corretiva ao processo.

Para que o sistema cumpra com seu objetivo, é necessário conhecer como a variável manipulada afeta a variável de processo. Tipicamente, a relação entre essas variáveis é dinâmica, ou seja, o valor da variável de processo em dado instante depende não apenas do valor da variável manipulada naquele instante, como também de valores passados de uma ou de ambas as variáveis. Dessa forma, é conveniente descrever o sistema a ser controlado através de uma representação que permita representar o comportamento dinâmico, como é o caso das funções de transferência (LATHI, 2007).

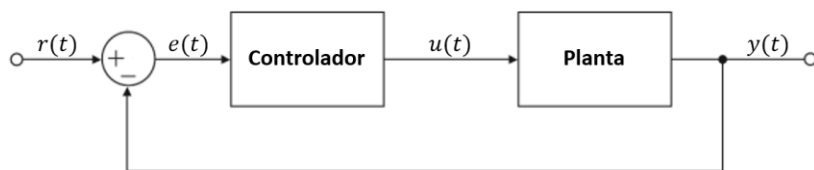
2.3.1 Controle PID

O controle proporcional-integral-derivativo (PID), é o algoritmo mais comum no controle de processos. De acordo com Aström e

Hägglund (1995), aproximadamente 90% das malhas de controle empregam este algoritmo ou pequenas variações dele. Tamanha preferência pode ser explicada pelos diversos benefícios oferecidos: desempenho satisfatório, versatilidade, robustez e baixo custo.

Como ilustrado pela Figura 9, em malha fechada, o controlador deve gerar um sinal de controle $u(t)$, capaz de corrigir a diferença entre o sinal de referência $r(t)$ e o sinal de saída $y(t)$.

Figura 9 – Diagrama de blocos de um sistema de controle realimentado



Fonte: Elaborada pelo autor.

No caso do PID, em sua representação acadêmica, a lei de controle pode ser descrita pela equação (2.1).

$$u(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (2.1)$$

Onde:

K_c	ganho proporcional
T_i	tempo integral
T_d	tempo derivativo

A equação (2.1) deixa evidente que o sinal de controle é composto pela soma de três parcelas: o termo P, proporcional ao erro, o termo I, proporcional à integral do erro, e o termo D, proporcional à derivada do erro.

A ação de controle proporcional permite que o ganho do controlador seja ajustado para tornar as mudanças do sinal de controle tão sensíveis quanto desejado às variações de erro. Ela permite melhorar a resposta transitória, impactando diretamente na velocidade de resposta do sistema. Entretanto seu aumento indiscriminado tende a produzir uma resposta oscilatória ou mesmo instável para a variável de controle (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

A ação de controle integral assegura que o erro em regime permanente se torne zero para sistemas estáveis em malha fechada sujeitos a uma referência do tipo degrau. Isso é alcançado fazendo o sinal de controle proporcional à integral do erro. Dessa forma, sempre que o erro for diferente de zero, a ação integral acumulará, fornecendo um sinal de controle capaz de corrigir o erro. Isso permite que a saída do processo alcance referências constantes em regime permanente, além de permitir que o sistema rejeite perturbações de carga constantes em regime permanente (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

A ação derivativa permite antecipar o comportamento futuro do sinal de erro, considerando a sua taxa de variação. A estratégia antecipatória é incorporada à lei de controle fazendo a saída do controlador proporcional à derivada do sinal de erro. Na prática, a ação derivativa não é utilizada de forma pura, incorporando um filtro passa-baixas na sua implementação. Isso evita que ruídos em alta frequência sejam amplificados e influenciem o sinal de controle (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Aqui cabe uma observação interessante: diversos processos industriais são controlados por algoritmos PI somente. Tipicamente, a ação derivativa pode ser desprezada em situações nas quais a dinâmica dominante é de primeira ordem. Em situações nas quais existe uma dominância de dinâmicas de maior ordem, o algoritmo PID é mais indicado, já que nesses casos a ação derivativa melhora o amortecimento em malha fechada, permitindo um aumento do ganho proporcional para acelerar a resposta transitória (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

As seções 2.3.1.1 e 2.3.1.2 descrevem alguns detalhes a respeito dos controladores PID.

2.3.1.1 Algoritmos PID

Um controlador PID pode ser implementado de diferentes formas. Cada estrutura fornece maior conveniência operacional para uma determinada aplicação. As principais estruturas são chamadas: acadêmica, paralela e série.

Acadêmica

A lei de controle definida em (2.1) é bastante intuitiva, sendo utilizada na literatura para introduzir o controlador PID. Por esse motivo é chamada de estrutura acadêmica ou ideal. Conforme Aström e Hägglund (1995), definindo $E(s)$ como a transformada de Laplace do sinal $e(t)$ e

$U(s)$ como a transformada de Laplace do sinal $u(t)$, pode-se representar a estrutura acadêmica através da função de transferência dada em (2.2).

$$C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s \right) \quad (2.2)$$

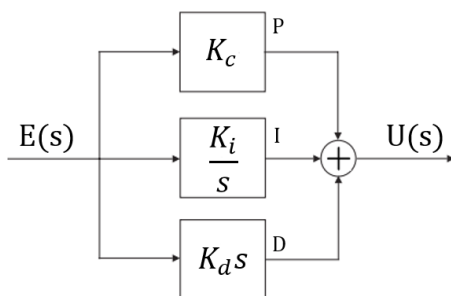
Apesar de interessante, a estrutura acadêmica é um caso específico de uma descrição mais genérica, chamada de estrutura paralela.

Paralela

A estrutura paralela utiliza uma composição semelhante à acadêmica, porém permite maior flexibilidade na escolha dos parâmetros. Novamente, com o auxílio da transformada de Laplace, pode-se descrever a estrutura paralela através da função de transferência (2.3) (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995). Uma representação por diagrama de blocos é apresentada na Figura 10.

$$C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_c + \frac{K_i}{s} + K_d s \quad (2.3)$$

Figura 10 – Estrutura PID paralela



Fonte: Elaborada pelo autor.

Esse algoritmo também é conhecido como estrutura não interativa, uma vez que as ações integral e derivativa são calculadas de forma independente.

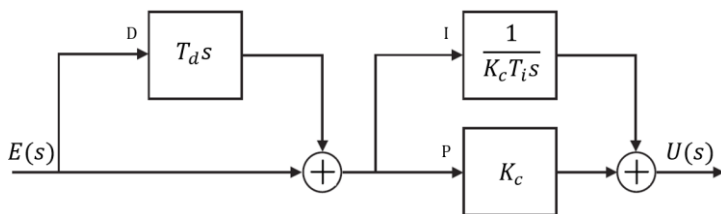
Série

A estrutura série é muito utilizada por controladores comerciais, uma vez que facilita o ajuste dos parâmetros. Mais uma vez, utilizando a

transformada de Laplace, pode-se descrever a estrutura série através da função de transferência (2.4) (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995). Uma representação por diagrama de blocos é apresentada na Figura 11.

$$C(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s} \right) (1 + T_d s) \quad (2.4)$$

Figura 11 – Estrutura PID série



Fonte: Elaborada pelo autor.

Esse algoritmo também é chamado de estrutura interativa, já que a ação integral carrega a influência da ação derivativa.

2.3.1.2 Considerações práticas

A aplicação de um controlador em um processo requer uma série de considerações práticas para garantir a operacionalidade do sistema. Saturação, não-linearidades e transitórios indesejados devem ser observados durante o projeto de um sistema de controle.

Filtro de referência

A referência pode mudar em determinados instantes devido ao desejo de modificar as condições de operação. Como resultado, a referência tipicamente é uma função constante por intervalos, sendo modelada por uma série de degraus ao longo do tempo. Variações repentinas e de grande amplitude na referência dificultam o rastreamento pelo sistema de controle, tipicamente levando a uma resposta com alto sobressinal.

Por ser um sinal acessível, é possível suavizar a referência antes de introduzi-la no controlador. Isso em geral é feito através de um filtro passa-baixas ou um módulo rampa, reduzindo o transitório gerado (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Windup do Integrador

Todos os atuadores têm limitações operacionais: um motor tem uma velocidade máxima, uma válvula tem aberturas máxima e mínima, etc. Para um sistema de controle com um amplo intervalo de operação, pode acontecer que o sinal de controle atinja o limite do atuador. A restrição em amplitude do sinal de controle é denominada saturação.

Quando isso acontece, a realimentação é interrompida e o sistema apresenta um comportamento de malha aberta, já que o atuador não consegue corresponder ao comando do controlador. Incrementos posteriores no sinal de controle não contribuirão para uma resposta mais rápida do sistema.

Caso o controlador utilize uma ação integradora, o erro continuará sendo acumulado, sem produzir qualquer efeito sobre a saída da planta. Isso faz com que a ação de controle permaneça saturada além do tempo necessário, exigindo que o erro inverta o sinal para cancelar o excesso. Esse fenômeno é chamado de acúmulo da ação integral, ou *windup*, e é responsável por grandes transitórios na resposta do sistema (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Algoritmos que minimizam esse efeito indesejado são denominados estratégias *anti-windup*. Em geral, quando o sinal de saída atinge o valor de saturação, o algoritmo de controle inibe a contribuição do modo integral. Controladores digitais utilizam um algoritmo que corrige a ação de controle em caso de saturação, garantindo que a parcela integral não acumule excessivamente.

Não-linearidades

Transdutores e atuadores com características não-lineares resultam em processos com comportamentos diferentes em pontos de operação diferentes. Um modelo linear obtido da resposta de um sistema não-linear só é válido para um ponto de operação, de forma que o controlador sintonizado a partir deste modelo só funcionará adequadamente naquele ponto de operação específico.

Diversas abordagens são utilizadas para lidar com esse problema. A mais simples consiste em sintonizar o controlador para o pior caso e conviver com um desempenho degradado para as demais condições.

Outra forma de compensar a não-linearidade é dividir o intervalo de operação em subintervalos menores, onde o processo possa ser aproximado para um modelo linear. Um controle com comportamento satisfatório para todo o intervalo pode ser obtido através de um algoritmo que

modifique a lei de controle de acordo com a variável de processo. Essa abordagem é chamada escalonamento de ganhos, ou *gain scheduling* (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Transferência *bumpless*

Recursos desenvolvidos para minimizar antigos problemas operacionais estão sendo redescobertos com o advento dos controladores digitais. É o caso da transferência entre operação manual (malha aberta) e operação automática (malha fechada) (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

As primeiras versões de controladores comerciais eram implementadas de forma analógica e utilizavam botões para ajustar o valor da referência. Uma vez determinado, o valor da referência era armazenado pelo botão. Ao entrar no modo automático, a malha é fechada e o sistema começa a comparar o valor medido com a referência. Caso a diferença seja considerável, ela será amplificada pelo ganho, produzindo um salto brusco no sinal de controle. Esse efeito indesejado foi chamado *bump* (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Atualmente, esse problema é solucionado na inicialização do controlador. Ao entrar em modo automático, o controlador efetua uma leitura da variável de processo e força a referência para esse valor, produzindo um sinal de erro nulo. Em seguida, a referência retorna ao seu valor original.

2.3.2 Projeto do controlador

O projeto de um controlador visa suprir as deficiências naturais do processo, promovendo um desempenho desejado. A solução desse problema exige uma abordagem sistemática, baseada em uma estratégia passo-a-passo, cujas etapas principais são descritas a seguir, nas seções 2.3.2.1, 2.3.2.2 e 2.3.2.3.

2.3.2.1 Caracterização do problema de controle

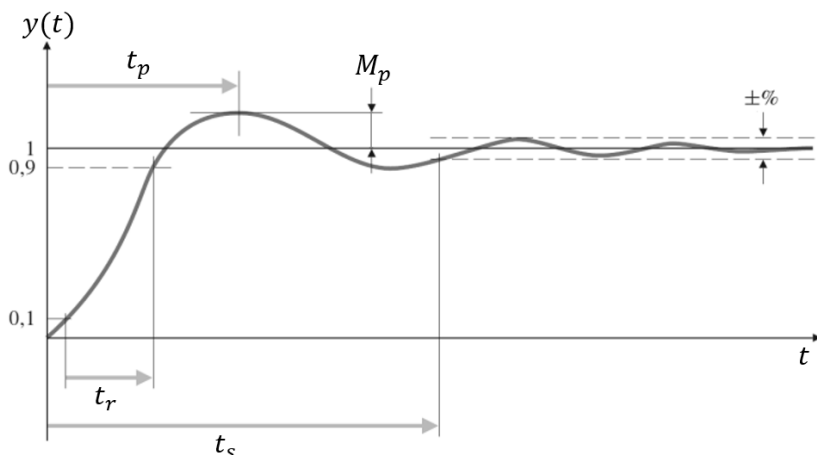
Essa etapa tem o objetivo de caracterizar o comportamento que se deseja impor ao sistema controlado. O primeiro passo consiste em definir o objetivo principal do sistema de controle. Em geral, ele pode ser enquadrado em duas categorias: o problema de regulação e o problema de rastreamento. O problema de regulação consiste em manipular uma variável do processo para neutralizar uma perturbação de carga. Já o problema de rastreamento consiste em manipular uma variável do processo de forma a

permitir que a saída acompanhe um valor de referência (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Conforme o objetivo estabelecido, um determinado desempenho será exigido do sistema. As especificações de projeto permitem detalhar os diferentes objetivos em termos de uma resposta desejada. Normalmente, as características desejadas da resposta dinâmica são especificadas no domínio do tempo.

Considerando que o sistema em malha fechada possui dinâmica dominante de segunda ordem, pode-se construir a especificação de projeto a partir de alguns indicadores, assinalados na Figura 12 e definidos na sequência.

Figura 12 – Especificações de desempenho no domínio do tempo



Fonte: adaptado de (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

Tempo de subida (t_r): intervalo de tempo no qual a resposta aumenta de 10% para 90% do seu valor final.

Tempo de acomodação (t_s): tempo necessário para que os transitórios do sistema cessem. Em geral, é especificado através de um percentual (5%, 3% ou 1%) em relação ao valor de regime permanente.

Tempo de pico (t_p): tempo necessário para que a resposta atinja seu máximo valor.

Sobressinal (M_p): o máximo valor que a resposta atinge, dividido pelo valor de regime permanente.

Erro em regime permanente (e_{rp}): A diferença entre a resposta desejada e a resposta real é chamada de erro, e constitui um indicador da exatidão oferecida pelo sistema de controle. Em ambos os problemas, tanto o de regulação quanto o de rastreamento, deseja-se que o erro em regime permanente seja mínimo. Conforme discutido na seção 2.3.1, essa característica está relacionada com a ação integral oferecida pelo sistema.

2.3.2.2 Modelagem do processo

Uma vez definido o problema, o projetista necessita compreender o processo a ser controlado, visando prever como as entradas afetarão a saída do processo. Esse conhecimento é sintetizado através de uma representação matemática, chamada modelo dinâmico do processo. A modelagem pode ser realizada através de uma descrição interna, baseada em variáveis de estado, ou de uma descrição externa, baseada em relações de entrada e saída (LATHI, 2007).

A função de transferência é uma descrição externa que permite expressar convenientemente a relação de causa e efeito observada nos processos dinâmicos. Ela proporciona um tratamento matemático simplificado, entretanto só é válida para sistemas lineares. Como na prática a natureza apresenta características não-lineares, é possível linearizar a maioria desses sistemas para uma condição específica, permitindo o uso dessas facilidades (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

As aproximações e simplificações utilizadas para construir o modelo do sistema podem limitar o desempenho do controle. Modelos matemáticos não refletem fielmente o comportamento do sistema físico, sendo representações com maior ou menor grau de exatidão. Dessa forma, o modelo deve ser mais refinado ou menos refinado dependendo das características do processo que se está modelando e dos requisitos de desempenho estabelecidos para a operação em malha fechada.

Um modelo pode ser obtido a partir de uma abordagem teórica, baseada nas leis que regem os fenômenos físicos, ou por meio de uma abordagem experimental, baseada em técnicas de identificação de sistemas. De acordo com o processo a ser controlado, determinada abordagem pode ser mais indicada. Em situações nas quais a física do problema é complexa ou mal compreendida, a abordagem experimental é mais indicada e oferece maior robustez ao projeto (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

O princípio básico por trás da identificação de sistemas consiste em excitar o processo a fim de se obter uma representação da sua dinâmica. Aplicando um sinal conhecido à entrada e medindo a resposta no decorrer do tempo, é possível obter um modelo que descreva as relações de causa e efeito do sistema (COELHO; COELHO, 2015).

A abordagem experimental se baseia no princípio de que a resposta a uma entrada arbitrária pode ser completamente caracterizada em termos da resposta a um sinal básico. Dois sinais tipicamente são utilizados com esse objetivo, o degrau e a senoide, dando origem à resposta no tempo e à resposta em frequência, respectivamente. A resposta ao degrau é o sinal mais utilizado para a identificação de processos, por ser particularmente simples de ser gerado manualmente (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

A dinâmica de um sistema linear pode ser determinada a partir de um experimento de resposta em regime transitório, desde que o sistema esteja em repouso antes de a entrada ser aplicada. A modelagem pela resposta temporal é limitada à determinação de modelos simples, como os de primeira e segunda ordem.

Modelo de primeira ordem

A forma mais simples de descrever a dinâmica de um processo é a partir de um modelo de primeira ordem. Este modelo utiliza dois parâmetros, um para representar o comportamento em regime e outro para capturar a velocidade de resposta. Um sistema de primeira ordem é dado pela função de transferência descrita pela equação (2.5) (SEBORG et al., 2011).

$$G(s) = \frac{K}{1 + s\tau} \quad (2.5)$$

Onde:

K ganho estático
 τ constante de tempo

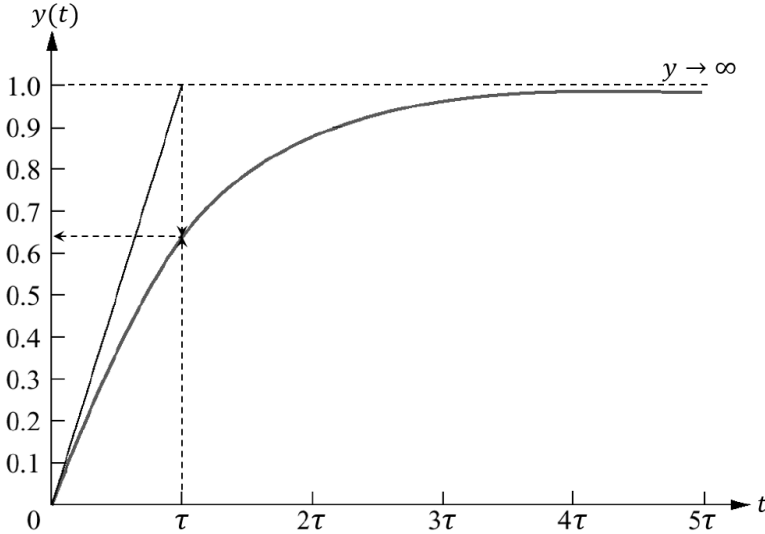
A resposta de um sistema de primeira ordem a um degrau de amplitude unitária é dada por $y(t) = K(1 - e^{-t/\tau})$ e está ilustrada na Figura 13.

De acordo com Silveira (2010), os parâmetros do modelo podem ser obtidos diretamente da resposta ao degrau, a partir das equações (2.6) e (2.7).

$$y(\tau) = 0,632 \lim_{t \rightarrow \infty} y(t) \quad (2.6)$$

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta u} = \frac{\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) - y(0)}{\lim_{t \rightarrow \infty} u(t) - u(0)} \quad (2.7)$$

Figura 13 – Resposta ao degrau para sistema de primeira ordem



Fonte: adaptado de (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

Modelo de segunda ordem

Sistemas que apresentam uma característica de resposta ao degrau com transientes em formato de S ou oscilatórios podem ser descritos por um modelo de segunda ordem. Este modelo utiliza três parâmetros, um para representar o comportamento em regime e outros dois para descrever a oscilação no tempo. Um sistema de segunda ordem é dado pela função de transferência descrita pela equação (2.8) (SEBORG et al., 2011).

$$G(s) = \frac{K \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.8)$$

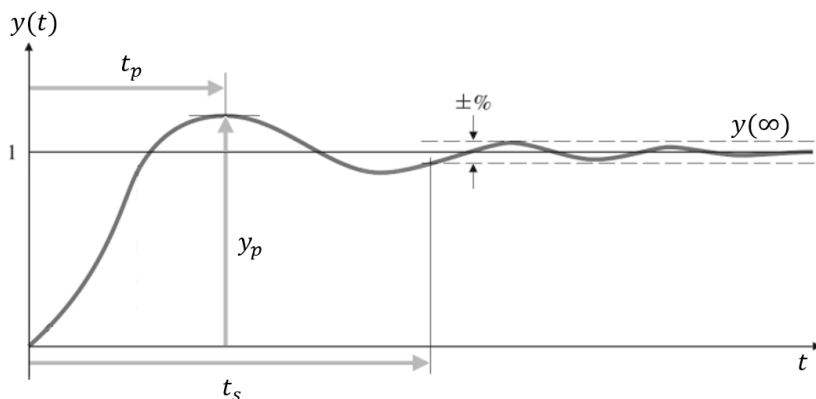
Onde:

K	ganho estático
ω_n	frequência natural
ζ	coeficiente de amortecimento

O coeficiente de amortecimento é uma indicação do decaimento da resposta com o tempo. Já a frequência natural indica a oscilação da resposta quando o amortecimento é nulo.

A Figura 14 apresenta uma resposta ao degrau típica para um sistema de segunda ordem com característica subamortecida.

Figura 14 – Resposta ao degrau para sistema de segunda ordem



Fonte: adaptado de (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

Conforme Silveira (2010), os parâmetros do modelo podem ser obtidos diretamente da resposta ao degrau, a partir das relações (2.9), (2.10), (2.11) e (2.12).

$$a = \ln \left(\frac{y_p - \lim_{t \rightarrow \infty} y(t)}{\lim_{t \rightarrow \infty} y(t)} \right) \quad (2.9)$$

$$\zeta = -\frac{a}{\sqrt{a^2 + \pi^2}} \quad (2.10)$$

$$\omega_n = -\frac{\sqrt{a^2 + \pi^2}}{t_p} \quad (2.11)$$

$$K = \frac{\Delta y}{\Delta u} = \frac{\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) - y(0)}{\lim_{t \rightarrow \infty} u(t) - u(0)} \quad (2.12)$$

2.3.2.3 Sintonia do controlador

Diferentes técnicas foram propostas com o intuito de ajustar os parâmetros do controlador PID. Dois métodos típicos são o de Ziegler-Nichols e a sintonia usando o lugar das raízes.

Método de Ziegler-Nichols para resposta ao degrau

Um procedimento de sintonia rápido e simples foi introduzido por Ziegler e Nichols em 1942. O método considera que o modelo da planta é desconhecido, identificando características da resposta e ajustando um controlador para que o sistema em malha fechada responda de uma maneira especificada (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

O primeiro passo é identificar o modelo da planta, a partir da resposta a um degrau unitário. A resposta é caracterizada em termos de dois indicadores: o atraso L e o ganho a , modelando o processo como um sistema de primeira ordem com atraso. Esses indicadores são obtidos da interseção entre os eixos coordenados e a reta tangente ao ponto de inflexão da resposta, conforme ilustrado na Figura 15.

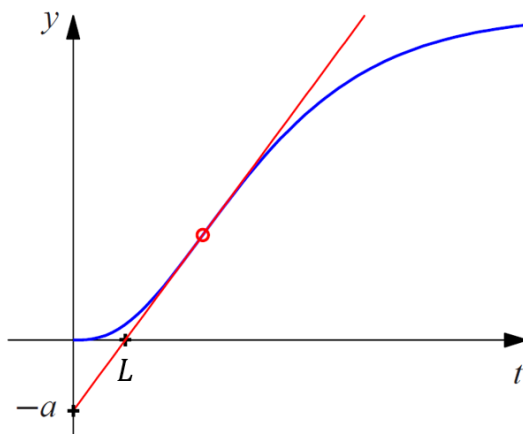
A partir dos indicadores, calculam-se os parâmetros para o controlador usando as relações apresentadas no Quadro 1.

Quadro 1 – Ajuste do controlador pelo método de Ziegler-Nichols

Controlador	K_c	T_i	T_d
P	$1/a$	∞	0
PI	$0,9/a$	$3L$	0
PID	$1,2/a$	$2L$	$L/2$

Fonte: (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995)

Figura 15 – Indicadores usados pelo método de Ziegler-Nichols



Fonte: adaptado de (ASTRÖM; MURRAY, 2008).

As relações fornecidas permitem sintonizar um controlador PID que forneça uma taxa de decaimento de 0,25. Sendo assim, o transitório dominante decai um quarto do seu valor após um período de oscilação, correspondendo a um coeficiente de amortecimento de 0,21 (ASTRÖM; HÄGGLUND, 1995).

Embora esse valor de amortecimento seja satisfatório para a rejeição de perturbações de carga, muitas vezes ele não é satisfatório para o rastreamento, causando uma resposta com sobrepassagem excessiva. Por esse motivo, diversas modificações foram propostas visando melhorar o método.

Método do lugar das raízes

O método do lugar das raízes é um método de alocação de polos e depende do conhecimento do modelo do processo.

De forma geral, o comportamento dinâmico do sistema é determinado pela posição das singularidades da função de transferência no plano complexo. Nesse sentido, polos mais próximos do eixo imaginário fornecem maior contribuição para a resposta dinâmica, por estarem associados a transitórios mais lentos, e por isso são chamados de polos dominantes (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

Percebe-se que a escolha dos parâmetros do controlador permite modificar a função de transferência de malha fechada, alterando a posição dos polos do sistema. O projetista de um sistema de controle geralmente

manipula os parâmetros do controlador visando alocar polos dominantes que permitam obter o desempenho desejado.

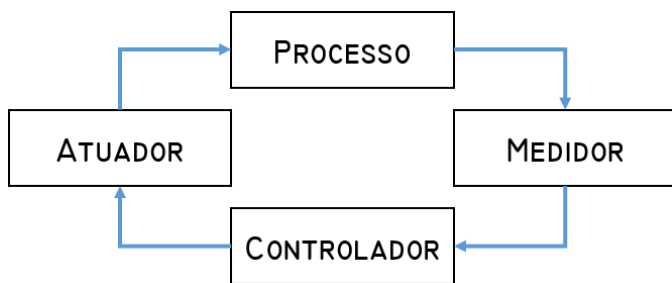
Conhecendo os polos de malha aberta, é possível traçar um gráfico que informe a trajetória dos polos de malha fechada à medida que o ganho de malha aberta varia de zero a infinito (ou de zero a menos infinito em sistemas com ganho estático negativo). Esse gráfico é chamado de lugar das raízes e tipicamente é traçado com o auxílio de pacotes computacionais, tornando o processo interativo (FRANKLIN; POWELL; EMAMI-NAEINI, 2013).

O método pretende deslocar a posição dos polos do sistema para dentro da região permitida, delimitada através das especificações de desempenho transitório. Além disso, visando evitar o sobressinal excessivo na resposta, é necessário alocar o zero à esquerda dos polos dominantes (OGATA, 2011).

2.4 Instrumentação aplicada ao controle de processos

A implementação de um sistema de controle necessita de dispositivos capazes de promover uma interface entre processo e controlador. Essa conexão é realizada com o auxílio de duas classes de instrumentos: medidor e atuador, conforme ilustra a Figura 16.

Figura 16 – Esquema de um sistema de controle



Fonte: elaborado pelo autor.

Os elementos de medição são responsáveis por coletar e transmitir informações sobre as variáveis do processo. Instrumentos com essa função são denominados transmissores e permitem que os sinais de medição sejam utilizados na implementação de uma malha de controle (BEGA, 2011).

O controlador é o elemento central da cadeia, responsável pela tomada de decisões. Ele recebe as informações dos transmissores, compara

com valores de referência e decide por ações que possam corrigir o valor da variável de processo.

Por fim, a malha de controle necessita um componente capaz de interagir com o processo. Esses instrumentos são chamados elementos finais de controle e tem nas válvulas seu principal representante.

O comportamento dinâmico dos processos faz da instrumentação um aspecto crítico para o sistema de controle, podendo ser um fator limitante para sua efetividade (SEBORG et al., 2011). Sendo assim, a necessidade por resultados exatos, medidos continuamente, exige dos transdutores e atuadores características capazes de suprir tal demanda.

2.4.1 Medição de pressão

Transmissores de pressão são instrumentos fundamentais em sistemas que necessitam de medição automática. Em geral, eles são compostos por três módulos: o elemento primário, o transdutor e um condicionador de sinais. O elemento primário fica em contato direto com o processo e tipicamente apresenta propriedades elásticas, se deformando conforme a pressão é exercida sobre ele. O transdutor converte a deformação em um sinal conveniente, que a seguir é condicionado para permitir a transmissão à distância.

A transmissão do sinal de pressão pode ser realizada por meio das tecnologias pneumática e eletrônica, com predominância para os transmissores de corrente contínua (BEGA, 2011). Dentre os transmissores eletrônicos, a transdução do sinal pode ser realizada por diferentes princípios, dentre os quais se destacam os tipos extensométrico, capacitivo e piezelétrico, tratados nas seções 2.4.1.1, 2.4.1.2 e 2.4.1.3.

2.4.1.1 Tipo extensométrico

O funcionamento desse tipo de transdutor é baseado na variação de resistência causada pela deformação de um extensômetro. Tipicamente os extensômetros são colados diretamente na superfície do elemento elástico, garantindo estabilidade e precisão ao instrumento. O condicionamento do sinal é realizado por um circuito de Ponte de Wheatstone, proporcionando aumento da sensibilidade e compensação de efeitos causados por variações de temperatura (BEGA, 2011).

O avanço da tecnologia de semicondutores permitiu que os extensômetros e o diafragma fossem integrados em um mesmo substrato de silício. Esse dispositivo foi denominado piezorresistivo e se mostrou interessante por oferecer um custo de fabricação menor (BEGA, 2011).

2.4.1.2 Tipo capacitivo

Esse transdutor opera baseado na variação de capacitância provocada por uma diferença de pressão. Um diafragma de metal ou silício é utilizado como elemento móvel e constitui um dos eletrodos de um capacitor de placas paralelas. O eletrodo estacionário é criado pelo depósito de uma camada metálica sobre um substrato de cerâmica ou vidro. A pressão do processo deflete o diafragma, variando a distância entre as placas e alterando a capacitância equivalente. O condicionamento desse transdutor pode ser feito através de um circuito de ponte de capacitores, bem como por meio de circuitos mais simples como o RC ou um circuito ressonante LC (BALBINOT; BRUSAMARELLO, 2015).

2.4.1.3 Tipo piezelétrico

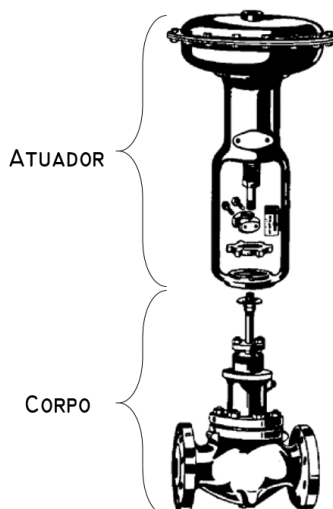
Nesses transdutores, o elemento primário é diretamente conectado a um cristal piezelétrico. Quando sofre uma deformação mecânica, este material tem sua estrutura atômica desalinhada, acumulando cargas elétricas que dão origem à dipolos elétricos. Entretanto, o sistema só responde à variações de deformação, já que uma deformação sustentada permite que a estrutura se rearranje, extinguindo o efeito. Por essa razão, o transdutor piezelétrico não é utilizado para medição de pressões estáticas, apenas dinâmicas. Esses dispositivos têm a vantagem de não necessitarem alimentação externa, porém tipicamente exigem um amplificador de carga para o condicionamento do sinal (BALBINOT; BRUSAMARELLO, 2015).

2.4.2 Válvulas de controle

Uma válvula de controle pode ser entendida como um orifício de dimensões variáveis. Ao restringir a passagem do fluido, parte da energia fornecida pela fonte de pressão é dissipada, de forma análoga à queda de tensão produzida por um resistor em um circuito elétrico. Esse efeito permite regular o escoamento do fluido, sendo útil em aplicações envolvendo o controle de pressão e vazão.

A norma IEC 60534-1 define uma válvula de controle como o dispositivo responsável por modificar a vazão de fluido em um sistema de controle. O corpo da válvula é conectado a um atuador, capaz de modificar a posição de um elemento de restrição, em resposta a um sinal enviado pelo controlador. Esses componentes são identificados na Figura 17 e discutidos a seguir.

Figura 17 – Componentes de uma válvula de controle



Fonte: adaptado de (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2005).

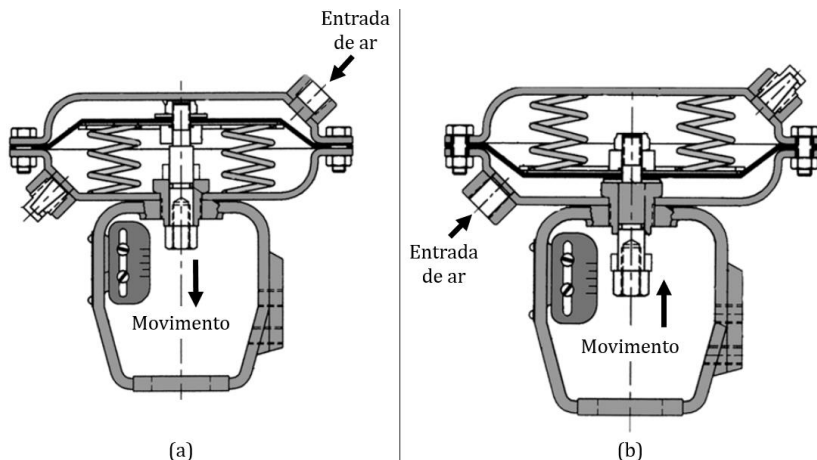
Atuador

O atuador é o componente que fornece a força para que a válvula realize seu trabalho. Diferentes tecnologias podem ser empregadas nessa função, dentre as quais destacam-se os atuadores pneumáticos, hidráulicos, eletromecânicos (motor elétrico) e eletromagnéticos (bobina solenoide).

O atuador pneumático é o mais comum e tipicamente transforma a pressão do ar em um movimento de translação, podendo ser modificado para produzir deslocamentos angulares. Ele é composto por uma câmara bipartida, separada por um diafragma flexível. Uma das partições recebe o ar comprimido, que se acumula e deflete o diafragma. A partição contrária aloja um conjunto de molas, que se opõem à deflexão. O equilíbrio desse sistema permite controlar a posição de uma haste, cujo movimento é solidário ao diafragma.

Esses atuadores apresentam algumas variações e devem ser selecionados conforme as necessidades do processo. Um atuador de ação direta fecha a válvula devido à entrada de ar, produzindo uma válvula normalmente aberta. Por sua vez, um atuador de ação reversa abre a válvula devido à entrada de ar, produzindo uma válvula normalmente fechada. Ambas as configurações são apresentadas na Figura 18.

Figura 18 – Atuador da válvula de controle



Fonte: adaptado de (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2014).

(a) Ação direta, (b) Ação reversa.

Alguns atuadores contam com um acessório chamado posicionador, cuja função é assegurar o correto posicionamento da haste. Tipicamente eles são eletropneumáticos, convertendo o sinal elétrico recebido do controlador em um sinal pneumático para o acionamento do atuador.

O posicionador colabora para melhorar o desempenho da malha de controle, compensando problemas como histerese e banda morta. Ele pode ser entendido como um controlador em cascata com a malha de controle. Sendo assim, para que seja efetivo, ele deve ser mais rápido do que a velocidade com que a sua referência pode variar (LIPTÁK, 2006).

Corpo

O corpo é o elemento que fica em contato direto com o fluido. Ele é o principal elemento estrutural da válvula, provendo os pontos de conexão com a tubulação do processo. O interior do corpo aloja os elementos de restrição, dentre os quais destacam-se o obturador e a sede. O obturador é o elemento móvel, responsável por regular o fluxo. A sede é a superfície em volta do orifício que assenta o obturador quando a válvula é fechada. Algumas características típicas dos elementos de restrição permitem diferenciar entre os diferentes tipos de válvulas.

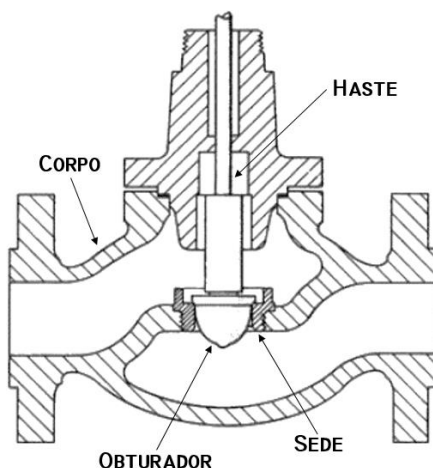
2.4.2.1 Tipos de válvulas de controle

Existem diferentes válvulas, projetadas para satisfazer diferentes aplicações. Afim de compreender as vantagens e desvantagens de cada uma, é interessante observar algumas características típicas. O movimento executado pelo obturador permite uma distinção clara. Válvulas de curso linear executam um movimento de translação, enquanto válvulas rotativas executam deslocamentos angulares. Esse movimento modifica a área da seção transversal, restringindo o espaço disponível para passagem de fluido. Além disso, as válvulas podem empregar diferentes elementos na função de obturador. Tipicamente são utilizados tampões, esferas e discos, dando origem às válvulas dos tipos globo, esfera e borboleta.

Válvula Globo

Esse tipo de válvula emprega um obturador em formato de tampão, apresentado na Figura 19. São válvulas de curso linear, ou seja, a vazão de fluido é regulada pela translação do obturador. Na posição totalmente aberta, o obturador sobe, deixando o orifício livre. Na posição totalmente fechada, o obturador desce, encaixando completamente na sede. Visando melhorar a vedação, o corpo dessa válvula desvia o sentido do fluxo, facilitando a incrustação de resíduos. Dessa forma, válvulas globo são adequadas para aplicações envolvendo fluidos limpos, que não contêm partículas em suspensão (BEGA, 2011).

Figura 19 – Válvula de controle do tipo globo

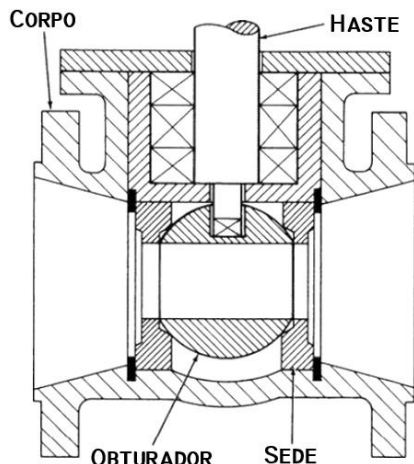


Fonte: adaptado de (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2014).

Válvula Esfera

Esse tipo de válvula adota um obturador em formato esférico, dotado de orifício concêntrico, conforme ilustra a Figura 20. São válvulas de movimento rotativo, ou seja, a vazão de fluido é regulada pela rotação do obturador. Na posição totalmente aberta, o orifício do obturador está alinhado com a tubulação. Na posição totalmente fechada, o orifício fica perpendicular à seção da tubulação. Esse tipo de válvula apresenta boa estanqueidade, sendo muito utilizada para manipular fluidos sujos (BEGA, 2011).

Figura 20 – Válvula de controle tipo esfera

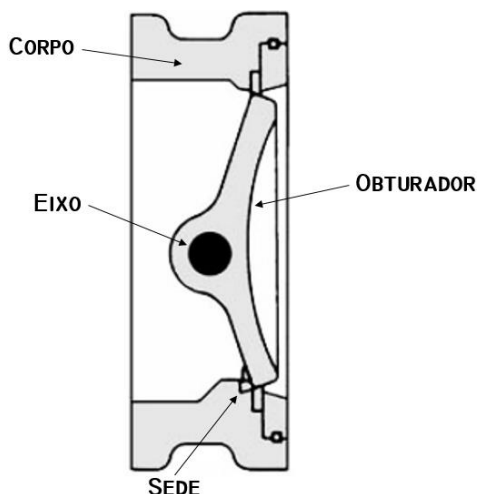


Fonte: adaptado de (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2014).

Válvula Borboleta

A válvula borboleta é outro tipo de válvula rotativa, cujo obturador é do tipo disco basculante, conforme ilustra a Figura 21. Seu funcionamento é semelhante ao apresentado por válvulas do tipo esfera. Na posição totalmente aberta, a face do disco permanece na direção paralela à tubulação. Na posição totalmente fechada, a face do disco permanece na direção transversal à tubulação. As válvulas borboleta são tipicamente menores e mais leves, envolvendo menores custos de instalação e manutenção, além de proporcionarem uma capacidade vedação estanque, quando a aplicação assim exigir (BEGA, 2011).

Figura 21 – Válvula de controle tipo borboleta



Fonte: adaptado de (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2014).

2.4.2.2 Especificação e dimensionamento de válvulas de controle

Em uma válvula de controle, o sinal de controle modifica a posição do obturador, definindo uma abertura para a passagem de fluido. A geometria da área de passagem provoca uma queda de pressão, definindo a vazão de fluido que escoar pela válvula (DRISKELL, 1983). Essa cadeia de eventos permite compreender o funcionamento de uma válvula de controle.

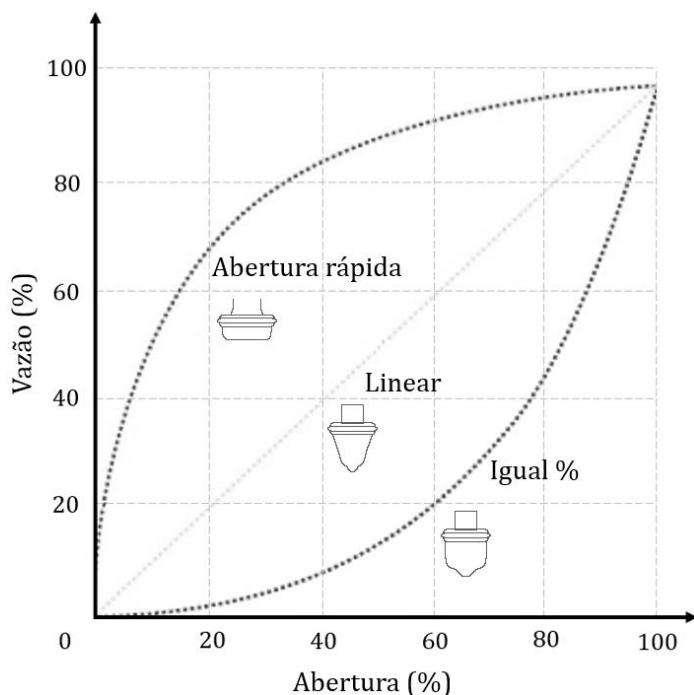
Uma válvula de controle regula a vazão de fluido, ajustando a abertura através da qual ele escoar. A restrição à passagem de fluido gera uma perda de carga no local, dependente das características da válvula. Sendo assim, a especificação de uma válvula deve considerar alguns aspectos relacionados ao seu comportamento (característica de vazão) e sua capacidade (coeficiente de vazão).

Característica de vazão

A característica inerente de vazão fornece uma relação entre a abertura da válvula e a vazão correspondente, sendo obtida a partir de ensaios com perda de carga constante. Esse artifício garante que a queda de pressão esteja concentrada na válvula, isolando a influência de elementos externos. Diversas características de vazão podem ser obtidas a partir

de obturadores com perfis característicos. A Figura 22 ilustra a relação entre o perfil do obturador e o comportamento obtido, tomando uma válvula globo como exemplo.

Figura 22 – Características de vazão



Fonte: adaptado de (LIPTÁK, 2006).

A razão para se desejar uma característica de vazão particular é introduzir uma não-linearidade que permita compensar outras não-linearidades do sistema. Isso permite que, em serviço, a válvula apresente uma característica instalada aproximadamente linear (BEGA, 2011).

Portanto, a característica da válvula deve ser casada com as necessidades da planta, a fim de que o sistema se comporte de uma maneira desejada.

Coeficiente de Vazão

A capacidade de vazão da válvula de controle é quantificada a partir de um coeficiente que combina os efeitos de diversos efeitos, recebendo o nome de coeficiente de vazão (CV).

O CV varia conforme o tipo e tamanho da válvula, porém permite comparar a capacidade de diferentes válvulas a partir de um conjunto de condições padrão. Por definição, o CV é a vazão de água permitida enquanto a queda de pressão através da válvula é mantida constante (DRISKELL, 1983).

Como a vazão está relacionada com a queda de pressão, o CV permite estimar a perda de carga introduzida pela válvula. Quanto menor o coeficiente de vazão, maior será a perda de carga provocada pela válvula. Além disso, ao se aproximar da posição totalmente fechada, a válvula impõe maior restrição à vazão, aumentando a perda de carga e reduzindo seu coeficiente de vazão.

3 RECURSOS EXPERIMENTAIS

Para que seja possível emular o comportamento do compressor nas condições de operação desejadas, foi desenvolvida uma bancada protótipo. Essa abordagem permite que as estratégias de automação e controle sejam implementadas na prática, fornecendo subsídios para a avaliação de desempenho do sistema. Visando promover um alinhamento com a necessidade da empresa, alguns requisitos para a construção do protótipo foram estabelecidos previamente.

Requisito 1 - O protótipo deve ser capaz de impor todas as condições de operação a que um compressor pode ser submetido quando inserido em um sistema de refrigeração.

Esse requisito foi considerado assumindo que é suficiente definir pressões de sucção e descarga correspondentes às temperaturas de evaporação e condensação esperadas, conforme explicado na seção 2.2.3.

Requisito 2 - O protótipo deve operar em um ciclo termodinâmico sem mudança de fase (superaquecido).

A opção de trabalhar com um ciclo termodinâmico superaquecido oferece algumas vantagens, quando comparado a um ciclo com mudança de fase convencional. Entre elas pode-se citar menor inércia do processo (condição de regime alcançada mais rapidamente), menor carga de fluido refrigerante e menor risco de injeção de líquido na sucção do compressor (DIRLEA; HANNAY; LEBRUN, 1996).

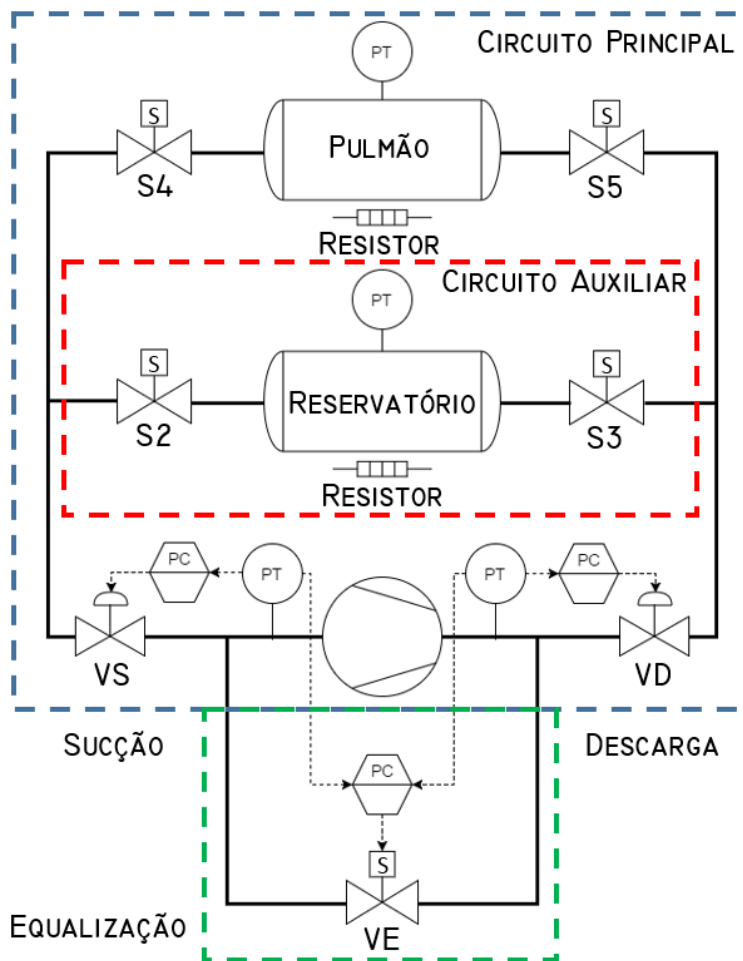
Requisito 3 - O protótipo deve utilizar o refrigerante R134a como fluido de trabalho.

O refrigerante R134a foi escolhido por não ser inflamável, além de compreender a maior parcela dos compressores produzidos pela empresa para o mercado das Américas, em grande parte atendido pela planta brasileira.

3.1 Construção e operação do protótipo

O propósito fundamental do protótipo é criar uma instalação que permita impor diferentes condições de operação ao compressor em teste. A configuração final do circuito desenvolvido é apresentada na Figura 23.

Figura 23 – Circuito termodinâmico do protótipo



Fonte: Elaborada pelo autor.

Onde:

PC	Controlador digital
PT	Transdutor de pressão
S1, S2, S3, S4 e S5	Válvulas de bloqueio do tipo solenóide
VD	Válvula de controle da linha de descarga
VE	Válvula de controle da linha de equalização
VS	Válvula de controle da linha de sucção

A necessidade de controlar as condições na entrada e na saída do compressor determinou a concepção de duas malhas de controle independentes. Cada malha é composta por um transmissor de pressão, uma válvula de controle e um posicionador.

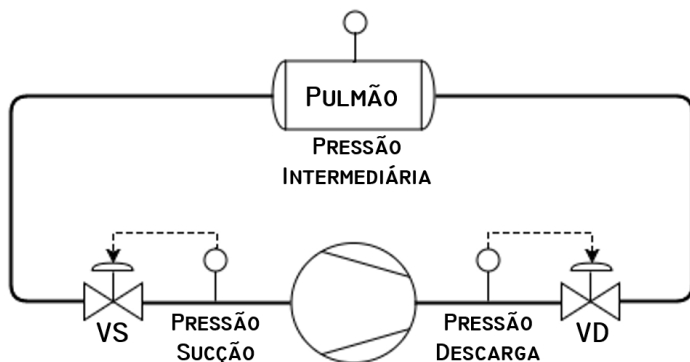
Apesar de ter sido adotada uma abordagem independente, a intervenção sobre uma variável manipulada pode afetar as diversas variáveis controladas. Sendo assim, é esperado que o sistema esteja sujeito à interações de processo, que serão minimizadas com o emprego de técnicas clássicas de controle.

Visando atenuar o máximo possível a interação entre as variáveis, as malhas foram conectadas através de um “pulmão”. Como o volume acumulado no pulmão é consideravelmente maior que o volume aspirado pelo compressor, ele filtra as perturbações dinâmicas que a válvula da linha de descarga injeta na pressão de sucção.

Uma carcaça de compressor foi utilizada com essa função, em razão de algumas características práticas: permite uma conexão adequada com a tubulação através dos passadores e é certificada para pressões elevadas. Além disso, a pressão no interior do pulmão foi monitorada por um transmissor conectado a um de seus passadores.

Compressor, válvula da linha de sucção (VS), válvula da linha de descarga (VD), transmissores de pressão e pulmão compõem o circuito denominado principal, detalhado na Figura 24.

Figura 24 – Circuito principal



Fonte: Elaborada pelo autor.

Esses elementos estão conectados em série, de forma que cada válvula impõe uma restrição diferente para o fluido circulante. Percebe-se que a malha de descarga controla a pressão a montante de VD, enquanto

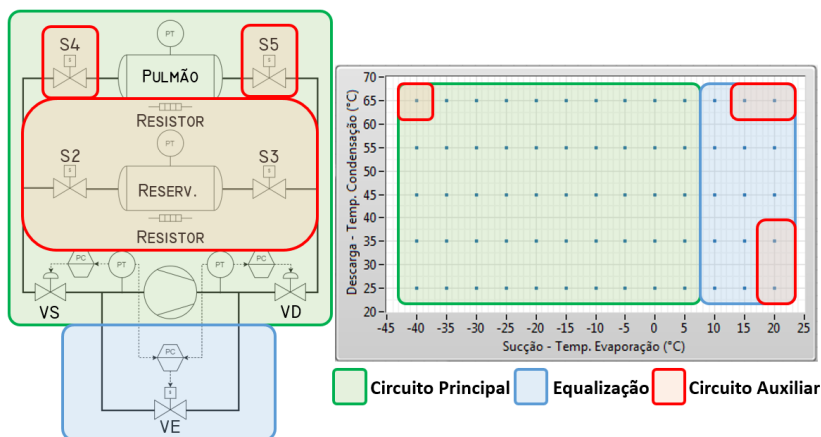
que a perda de carga introduzida por VD cria uma pressão intermediária no circuito, que é a mesma pressão encontrada no interior do pulmão. Após o pulmão, o fluido passa por VS, cuja perda de carga controla a pressão a jusante da respectiva válvula, retornando ao compressor.

Para que seja possível atingir todas as condições de operação com o mesmo conjunto de válvulas de controle, há necessidade de alterar a carga de fluido refrigerante ao longo do ensaio. Visando contornar essa situação, um segundo reservatório foi incorporado ao circuito principal, permitindo modificar a carga de refrigerante em circulação. O ramo que contém esse reservatório é denominado circuito auxiliar e está localizado na região intermediária da Figura 23. Válvulas solenoide foram introduzidas tanto no circuito principal, quanto no auxiliar, possibilitando a transferência de fluido entre os circuitos. Além disso, foram instalados resistores de potência nas paredes dos reservatórios, permitindo o aquecimento do fluido acumulado e uma consequente elevação na pressão dos reservatórios.

Por fim, é previsto que o compressor seja levado a operar em condições de quase equalização, ou seja, pontos em que a pressão de sucção é próxima da pressão de descarga. Para facilitar o alcance dessas condições, um ramo foi desviado da descarga e conectado à sucção, onde a vazão é controlada por uma terceira válvula de controle. Esse ramo está localizado na região inferior da Figura 23.

Finalmente, a Figura 25 apresenta uma relação entre os recursos da bancada e as regiões de operação onde eles são efetivamente utilizados.

Figura 25 – Recursos e regiões de operação associadas



Fonte: Elaborada pelo autor

3.2 Seleção dos componentes

Esta seção trata da instrumentação utilizada para automatizar o processo. Primeiramente, é dado enfoque para os instrumentos de medição de pressão e em seguida são abordadas as válvulas de controle empregadas.

3.2.1 Medição de pressão

No protótipo desenvolvido, as pressões de interesse foram monitoradas com o auxílio de transmissores de pressão. Foram utilizados quatro transmissores de diferentes modelos, selecionados conforme o intervalo de operação esperado para o ponto de medição. Todos os transmissores são do tipo piezorresistivo e fornecem um sinal de saída em tensão, proporcional à pressão medida. O resumo das características metrológicas é apresentado na Tabela 2.

Tabela 2 – Características metrológicas dos transmissores

Localização	Transmissor	Intervalo	Incerteza	Saída
Sucção	WIKA P-10	(0 a 25) bar	$\pm 0,025$ bar	(0 a 5) V
Descarga	Velki IT-TR	(0 a 50) bar	$\pm 0,75$ bar	(0 a 5) V
Pulmão	Zurich PSI.05	(0 a 30) bar	$\pm 0,030$ bar	(0 a 5) V
Reservatório	Zurich PSI.05	(0 a 30) bar	$\pm 0,030$ bar	(0 a 5) V

3.2.2 Válvulas de controle

No protótipo desenvolvido, as pressões de interesse foram manipuladas por meio de válvulas de controle. Sendo assim, três válvulas foram selecionadas, com base em experiências anteriores e conforme suas características técnicas.

O controle da pressão de sucção utilizou uma válvula termostática modelo TE2, fabricada pela Danfoss (DANFOSS A/S, 2013). Esse tipo de válvula tem um funcionamento baseado no equilíbrio de forças, integrando um atuador do tipo mola e diafragma ao seu corpo. Além disso, ela emprega um sistema de orifícios intercambiáveis, permitindo a adequação a diferentes processos. Por esse motivo, seu dimensionamento se torna um processo empírico, já que o fabricante não fornece informações de CV.

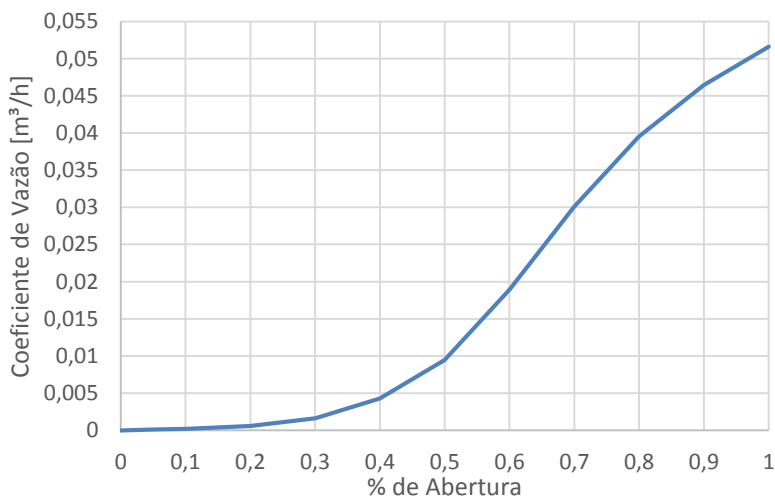
Trabalhos anteriores concluíram que a válvula termostática apresenta uma resposta linear, muito interessante para aplicações de controle (APREA; MASTRULLO, 2002), (SCUSSEL, 2006). Visando aproveitar

essa característica, a válvula original teve o bulbo cortado, sendo adaptada para permitir um controle direto da pressão sobre o diafragma. Essa função foi desempenhada por um regulador eletropneumático proporcional, modelo MPPE, fabricado pela Festo (FESTO AG, 2013). Assim, a abertura da válvula é controlada pela tensão enviada para o regulador, funcionando de forma equivalente a uma válvula de controle.

O controle da pressão de descarga utilizou uma válvula globo com atuador pneumático do tipo mola e diafragma, modelo Baumann 51000, fabricada pela Fisher Controls (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2016a). A válvula foi controlada através de um posicionador, modelo Fieldvue DVC6200, da mesma fabricante (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2016b).

Diferentemente da anterior, essa válvula é fornecida com diversas informações que facilitam a sua seleção. A Figura 26 apresenta a variação do CV em função da abertura da válvula, evidenciando uma resposta com característica não-linear.

Figura 26 – Comportamento da válvula de descarga



Fonte: (EMERSON PROCESS MANAGEMENT, 2016a)

O controle de vazão no ramo de equalização utilizou uma válvula solenoide proporcional, modelo 2873, fabricada pela Bürkert (BÜRKERT FLUID CONTROL SYSTEMS, 2016a). A válvula foi operada através de um conversor, modelo 8605, da mesma fabricante (BÜRKERT

FLUID CONTROL SYTEMS, 2016b). O conversor transforma o sinal de entrada analógico em um sinal com modulação por largura de pulso (PWM, do inglês *pulse width modulation*) correspondente. A razão cíclica do sinal PWM determina a corrente da bobina e, conseqüentemente, a posição do obturador.

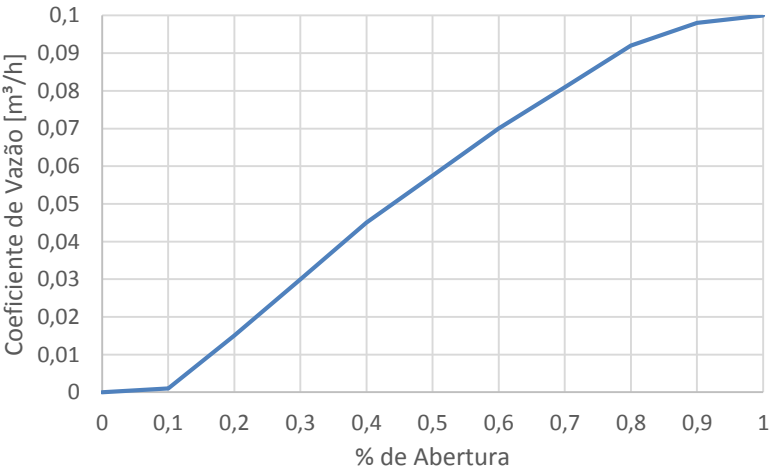
A Figura 27 apresenta a variação do CV em função da abertura da válvula, evidenciando uma resposta com característica predominantemente linear.

Por fim, as principais características das válvulas são resumidas na Tabela 3.

Tabela 3 – Características das válvulas de controle

Nome	Local	Modelo	Ação	CV _{max}
VS	Sucção	Danfoss TE2	Direta	-
VD	Descarga	Baumann 51000	Reversa	0,05 m³/h
VE	Equalização	Bürkert 2873	Direta	0,1 m³/h

Figura 27 – Comportamento da válvula de equalização



Fonte: (BÜRKERT FLUID CONTROL SYTEMS, 2016a)

3.3 Arquitetura de instrumentação

A solução desenvolvida emprega o conceito de instrumentação virtual, onde as funções de aquisição e controle são implementadas de forma

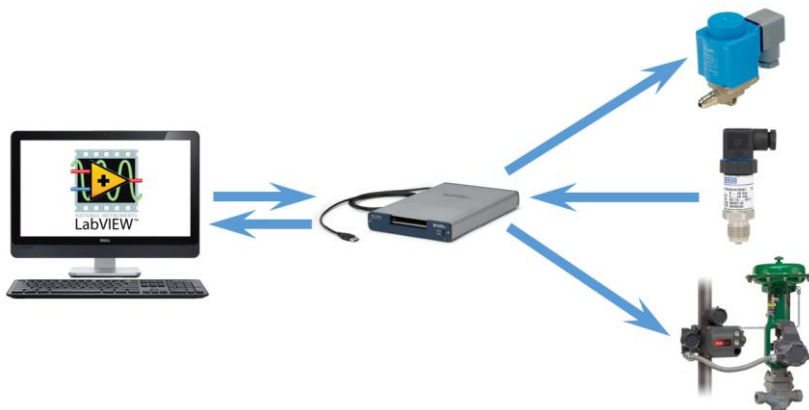
digital, através de um computador com *software* programável. Além dos instrumentos e do computador, esse sistema utiliza um módulo de aquisição de dados (DAQ), conforme ilustra a Figura 28.

O módulo DAQ tem um papel central nesse sistema, sendo responsável pela interface analógico-digital. Dessa forma, a seleção do *hardware* deve considerar a resolução do conversor analógico-digital (A/D) e a máxima taxa de amostragem suportada. Estas características são fundamentais em aplicações de supervisão e controle, impactando na exatidão e confiabilidade do sistema (ALCIATORE; HISTAND, 2012).

O módulo utilizado na implementação é do fabricante National Instruments, modelo USB-6353, dotado de conversor A/D com 16 bits de resolução e taxa de amostragem de 1,25 MHz agregada para todos os canais (NATIONAL INSTRUMENTS, 2016).

Quatro entradas analógicas foram usadas na recepção dos sinais de pressão e três saídas analógicas foram usadas para enviar os sinais de comando para as válvulas de controle. Além disso, 9 canais digitais foram usados para comandar os componentes de atuação discreta (solenoides, resistores, compressor). Como os canais digitais têm uma capacidade de corrente limitada, o acionamento dos atuadores discretos foi realizado com o auxílio de relés e transistores de potência.

Figura 28 – Arquitetura de instrumentação



Fonte: Elaborada pelo autor.

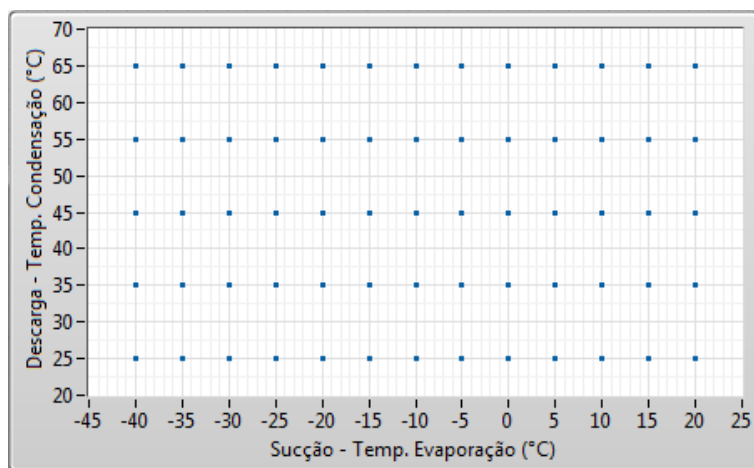
4 ESTRATÉGIAS DE CONTROLE E AUTOMAÇÃO

Este capítulo apresenta as estratégias de controle e automação implementadas. Ele é dividido em seções que tratam da contribuições da literatura para problemas semelhantes, caracterização do problema, projeto dos controladores, recursos de automação e recursos de software.

4.1 Caracterização do problema

Deseja-se controlar o funcionamento de um compressor, fazendo-o operar em pontos que caracterizem bem todas as condições possíveis de operação em produtos convencionais de refrigeração e climatização. Conforme esclarecido na seção 2.1.1, o ponto de operação do compressor é definido pelas condições do sistema, que podem ser representadas através de um mapa, conforme ilustra a Figura 29.

Figura 29 – Mapa de condições de operação



Fonte: Elaborada pelo autor.

O mapa é formado por dois eixos perpendiculares, sendo que o eixo horizontal representa a temperatura de evaporação e o eixo vertical representa a temperatura de condensação. Dessa forma, cada ponto de operação pode ser descrito por uma coordenada do mapa. A análise do mapa mostra que existem 13 valores possíveis para a temperatura de evaporação e 5 valores possíveis para a temperatura de condensação. Esses pontos são típicos na indústria de refrigeração, bem como os intervalos

de 5 °C nas temperaturas de evaporação e de 10 °C nas temperaturas de condensação.

Conforme explicado na seção 2.2.3, é possível relacionar as temperaturas de condensação e evaporação com as pressões percebidas pelo compressor. Dessa forma, definem-se pressões de referência para a sucção e descarga, correspondentes às temperaturas desejadas. A informação tipicamente é apresentada ao operador em temperatura e não em pressão porque os projetos de sistemas de refrigeração são realizados com base nos dados de temperatura. Vale lembrar que essa temperatura é a temperatura encontrada nos trocadores de calor do sistema de refrigeração, locais nos quais o fluido encontra-se em mudança de fase (saturado). Assumindo-se que as perdas de carga entre evaporador e compressor e entre compressor e condensador são pequenas, ao serem definidas as temperaturas de evaporação e condensação do circuito de refrigeração são automaticamente definidas as condições de pressão de sucção e descarga nas quais o compressor irá operar nesse circuito. Assim, apesar de essas temperaturas não serem as temperaturas do fluido na entrada e na saída do compressor, é comum representar a condição de operação dos compressores em termos de temperaturas de evaporação e temperatura de condensação e não de pressão de sucção e pressão de descarga.

Uma vez que são necessárias duas variáveis para definir cada ponto de operação, fica evidente que se trata de um sistema multivariável de duas entradas e duas saídas. A Figura 30 ilustra as variáveis do sistema a ser controlado.

Figura 30 – Entradas e saídas do processo



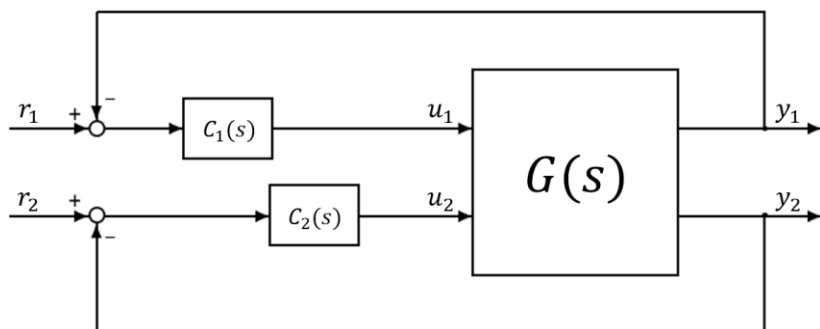
Fonte: Elaborada pelo autor.

A dinâmica do processo é caracterizada por quatro funções de transferência, definidas a seguir:

- $G_{11}(s) \rightarrow$ Tensão em VS x Pressão de sucção;
- $G_{12}(s) \rightarrow$ Tensão em VD x Pressão de sucção;
- $G_{21}(s) \rightarrow$ Tensão em VS x Pressão de descarga;
- $G_{22}(s) \rightarrow$ Tensão em VD x Pressão de descarga;

Dessa forma, apesar do comportamento do processo ser multivariável, optou-se por iniciar o estudo com uma abordagem de controle simplificada, que trata cada malha de forma independente. Os controladores devem garantir que o compressor acompanhe a mudança de referências, definindo o rastreamento como objetivo principal. A Figura 31 ilustra o sistema de controle proposto.

Figura 31 – Sistema de controle proposto



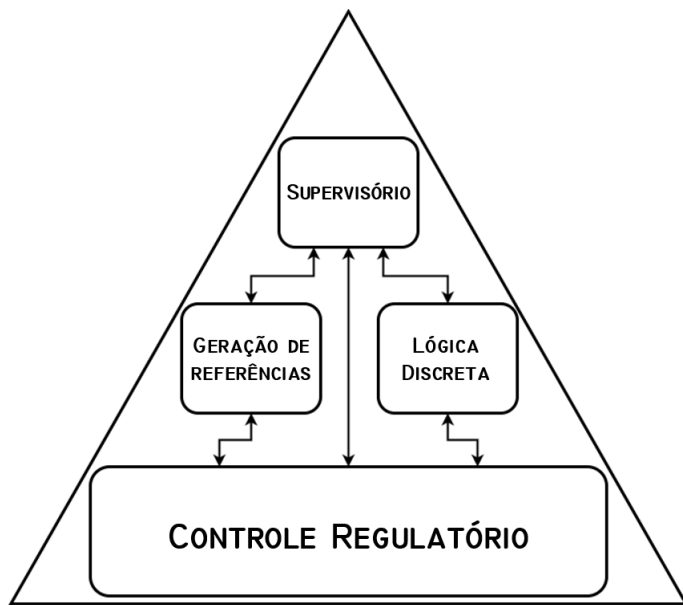
Fonte: Elaborada pelo autor.

O desempenho desejado deve ser equivalente ao alcançado de um operador médio, de forma que as especificações não se transformem em impeditivo para o projeto. Dessa forma, indicadores como tempo de acomodação e amortecimento podem ser tratados de maneira conservadora.

Outros pontos que merecem atenção dizem respeito à não-linearidade dos atuadores e ao comportamento dinâmico do sistema no decorrer do ensaio, devido ao aquecimento do compressor e variações nas características do fluido. Portanto, o sistema de controle deve apresentar robustez frente às variações dos modelos e capacidade de adaptação, mantendo não só a estabilidade, como características mínimas de desempenho independentemente da região de operação.

Além do controle regulatório, duas funcionalidades são necessárias visando automatizar completamente a solução. A geração sequencial de referências, responsável por alimentar os controladores, e uma lógica de atuação para operar o circuito auxiliar. Dessa forma, pode-se representar a solução final a partir da interação entre diferentes camadas, conforme ilustra a Figura 32.

Figura 32 – Representação da solução completa



Fonte: Elaborada pelo autor.

4.2 Contribuições da literatura

Problemas semelhantes já foram estudados por diferentes pesquisadores. Um artigo interessante trata do desenvolvimento do sistema de controle aplicado em uma bancada de ensaios, utilizada na certificação do sistema de condicionamento de ar de aeronaves. Esses sistemas tipicamente utilizam um fluxo de ar desviado do compressor do motor a jato. A certificação desse sistema requer que as condições de funcionamento do motor sejam emuladas em nível de solo, utilizando duas fontes de alta pressão conectadas por duas válvulas de controle. O sistema desenvolvido originalmente utiliza duas malhas de controle independentes, implementadas através de um CLP. Entretanto, os efeitos de acoplamento, associados a especificações restritivas, fazem com que o desempenho do sistema não seja completamente satisfatório. Por isso, um sistema de controle multivariável baseado em métodos preditivos foi implementado posteriormente, obtendo melhorias significativas no desempenho (BORDE-NEUVE-GUIBÉ; VAUCORET, 2001).

Outro problema clássico envolve o aumento da eficiência energética dos sistemas de refrigeração. Tipicamente, a eficiência do sistema é

indicada pelo coeficiente de desempenho (COP). Ele é a razão entre o calor trocado, pela energia consumida para promover a troca de calor. Controlando a capacidade de refrigeração, é possível casa-la com a carga térmica do sistema. Dessa forma, o compressor fica submetido a uma menor diferença de pressão durante as condições de carga intermediária, diminuindo o consumo de energia e aumentando o COP do sistema (ALFAYA et al., 2015).

O advento dos compressores de velocidade variável, aliado às válvulas de expansão eletrônica, estabeleceu os instrumentos para alcançar esse objetivo. Manipulando a velocidade do compressor pode-se manter a temperatura de saída do evaporador próxima de uma referência desejada. Já a abertura da válvula de expansão permite controlar o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador. O superaquecimento é um indicador da quantidade de refrigerante líquido no interior do evaporador, assegurando uma capacidade de refrigeração elevada para todas as condições (ALFAYA et al., 2015).

Esses sistemas exibem atraso de transporte, elevada inércia térmica, incluindo acoplamentos entre as variáveis e fortes não-linearidades. Uma das soluções propostas para esse problema consiste no controle dual-SISO independente, implementada por Marcinichen, Holanda e Melo (2008). A estratégia se mostrou uma forma simples e efetiva para controlar a capacidade de refrigeração, assegurando uma operação mais eficiente.

As aplicações de aquecimento, ventilação, condicionamento de ar e refrigeração oferecem terreno fértil para os pesquisadores de controle. Uma revisão completa sobre as técnicas de controle utilizadas nesses sistemas é apresentada por Naidu e Rieger (2011). De acordo com os autores, técnicas tradicionais como o controle PID, escalonamento de ganho e realimentação de estados continuam sendo o centro das atenções. Nesse contexto, existem diversos trabalhos abordando métodos de modelagem e sintonia do controlador, incluindo o uso de sintonia automática. Ainda de acordo com os autores, técnicas mais avançadas, como o controle ótimo e o controle preditivo baseado em modelo, tem fornecido contribuições notáveis para a área. Abordagens envolvendo controle robusto e controle não-linear são mais escassas, necessitando maior investigação (NAIDU; RIEGER, 2011).

4.3 Identificação e modelagem da planta

Uma vez que as informações prévias do sistema são limitadas e de caráter qualitativo, se faz necessário aprofundar o conhecimento sobre o seu comportamento. Visando suprir essa necessidade, foram propostos ensaios de identificação do sistema.

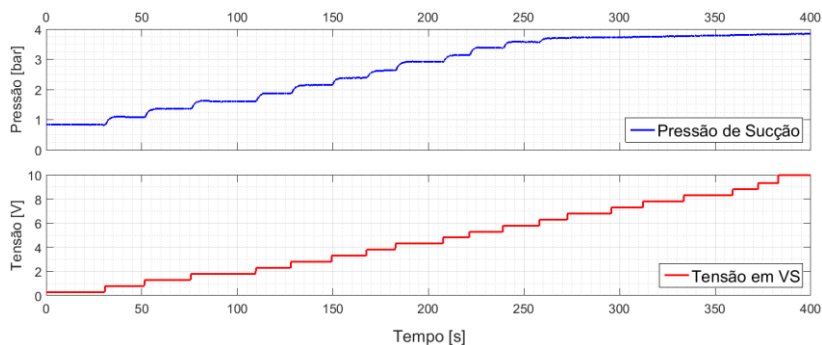
4.3.1 Ensaios para avaliação dos atuadores

O primeiro ensaio foi proposto a fim de compreender o comportamento das válvulas em serviço. O procedimento consiste em aplicar degraus de mesma amplitude na entrada das válvulas, obtendo-se um perfil de variação da pressão em regime permanente em função das diferentes aberturas.

Com o sistema em equilíbrio e operando em malha aberta, aplica-se um degrau de tensão na válvula de interesse. O comportamento da variável associada é registrado até que o sistema entre em regime novamente. Esse passo é repetido até que todo o intervalo de atuação seja avaliado.

A Figura 33 apresenta o resultado do ensaio realizado com VS. Nesse ensaio, VD foi mantida em repouso e na posição totalmente aberta. Vale lembrar que VS é uma válvula de ação direta, em que uma maior tensão está associada a uma maior abertura.

Figura 33 – Ensaio de avaliação da válvula de sucção



Fonte: Elaborada pelo autor.

Nota-se uma proporcionalidade entre os degraus aplicados na entrada e a variação de pressão obtida. Esse fato confirma a expectativa sobre o comportamento linear da válvula, constituindo um atributo valioso

para o controle. Além disso, é interessante perceber que os degraus têm durações diferentes. Isso ocorreu porque o ensaio de identificação foi realizado de forma manual e em cada caso foi aguardado um tempo diferente, sempre garantindo que a variável de interesse tivesse atingido regime permanente antes de uma nova mudança da excitação.

Também é importante observar que a pressão de sucção não responde a entradas de tensão acima dos 6 V. Esse fato é explicado pela limitação imposta pela pressão intermediária, que define o máximo valor que a sucção consegue atingir.

Essas características ficam ainda mais evidentes quando se analisa o perfil de ganho ao longo do intervalo de atuação da válvula, descrito pela Tabela 4.

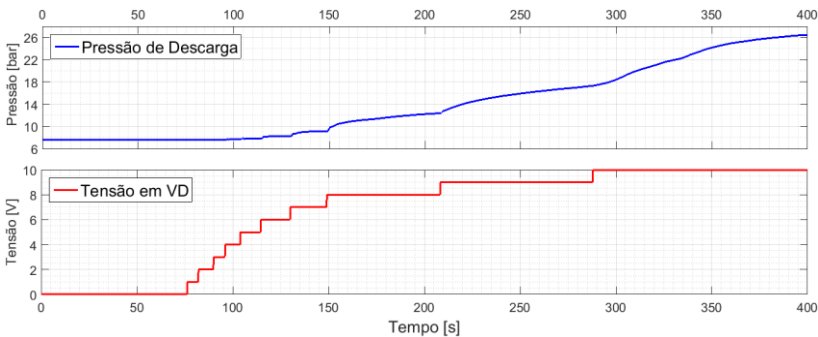
Tabela 4 – Perfil de ganho de VS

Tensão [V]	Pressão [bar]	K [bar/V]
0	0,60	-
1	1,22	0,59
2	1,74	0,52
3	2,26	0,52
4	2,77	0,51
5	3,26	0,49
6	3,63	0,38
7	3,73	0,10
8	3,78	0,05
9	3,82	0,04
10	3,84	0,02

Ensaio semelhante foi realizado com VD, como ilustra a Figura 34. Nesse ensaio, VS foi mantida em repouso e na posição totalmente fechada. Vale lembrar que VD tem ação reversa, em que um aumento de tensão está associado a uma redução na abertura.

Novamente foram utilizados degraus com durações diferentes, visto que o ensaio foi realizado manualmente. Nota-se que a variação de pressão não obedece uma relação de proporcionalidade com a entrada, de forma que o ganho aumenta em função do fechamento da válvula.

Figura 34 – Ensaio de avaliação da válvula de descarga



Fonte: Elaborada pelo autor.

Essa característica fica ainda mais evidente quando se analisa o perfil de ganho ao longo do intervalo de atuação da válvula, descrito pela Tabela 5. Além disso, apesar de a pressão de descarga não ter assentado completamente no último degrau, deve-se perceber que o sistema já extrapolou a região de interesse para o ensaio, podendo ser desprezada sem prejuízo para os fins de estudo.

Tabela 5 – Perfil de ganho de VD

Tensão [V]	Pressão [bar]	K [bar/V]
0	7,55	-
1	7,56	0,01
2	7,58	0,02
3	7,63	0,05
4	7,65	0,02
5	7,80	0,15
6	8,20	0,40
7	9,11	0,91
8	12,30	3,19
9	17,19	4,89
10	26,47	9,28

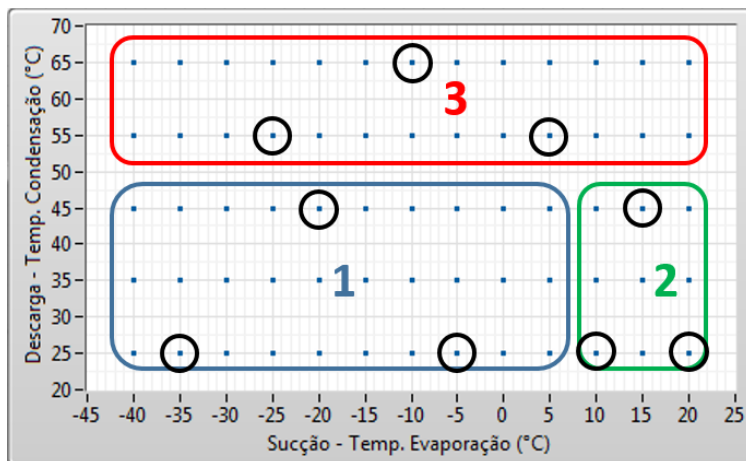
Os resultados obtidos ao final desse ensaio auxiliaram o planejamento da estratégia de controle e permitiram um conhecimento mais detalhado sobre as características do processo.

4.3.2 Modelagem por regiões

Os ensaios iniciais permitiram realizar uma avaliação preliminar tanto sobre a variação dos ganhos estáticos quanto da dinâmica dos dois subsistemas em diferentes pontos de operação. Com isso, foi possível reconhecer regiões de comportamento semelhante, justificando um procedimento de modelagem baseado no comportamento médio do sistema por regiões.

Além do comportamento, a divisão em regiões considerou algumas características dos atuadores. Conforme visto anteriormente, o controle de VS responde bem para baixas pressões de sucção, no intervalo de (-40 até +5) °C. Dessa forma, a região de alta sucção necessita de recursos auxiliares para que possa ser alcançada. Enquanto isso, o controle de VD apresenta um comportamento mais próximo do linear na zona de baixa descarga, ficando menos linear na região de alta descarga. Essas características determinaram a divisão do mapa em três regiões, conforme representado na Figura 35.

Figura 35 – Regiões usadas para a modelagem



Fonte: Elaborada pelo autor.

A modelagem foi realizada a partir de ensaios realizados em três pontos de cada região. O sistema foi dividido em subsistemas SIMO (única entrada e múltiplas saídas, do inglês *single input - multiple output*), excitando um atuador por vez. Com o sistema assentado em um ponto de operação específico, aplica-se um degrau de tensão em uma das válvulas

e monitora-se a resposta do sistema até que ele retorne à condição de regime permanente.

Para identificar o sistema da perspectiva de VS, mantém-se VD constante e registra-se a reação da pressão de sucção para um degrau com amplitude de 5% do intervalo de atuação da respectiva válvula. A partir da resposta obtida, calculam-se os parâmetros para um modelo de primeira ordem.

Com os parâmetros obtidos nos três ensaios, calcula-se a média entre eles, dando origem ao modelo médio da região. O procedimento foi repetido para as demais regiões, de forma que ao final foram obtidos os parâmetros apresentados na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros do modelo médio para a pressão de sucção

Parâmetro	Região 1	Região 2	Região 3
Ganho estático [bar/V]	0,54	0,28	0,38
Constante de tempo [s]	1,53	1,98	1,75

Comparando qualitativamente as três regiões, nota-se uma semelhança entre os parâmetros, evidenciando que as variações do modelo em função da região de operação não são expressivas. Portanto, optou-se por adotar um modelo para a pressão de sucção dado pela média dos parâmetros das três regiões. Dessa forma, o controlador projetado deve controlar satisfatoriamente o processo mesmo com a variação paramétrica do modelo nominal em relação aos modelos estimados por região. O modelo final considerado para efeitos de projeto do controlador é apresentado em (4.1).

$$\frac{Y_1(s)}{U_1(s)} = G_{11}(s) = \frac{0,4}{1,75s + 1} \quad (4.1)$$

Onde:

Y_1 pressão de sucção
 U_1 tensão em VS

Método semelhante foi utilizado para identificar o sistema da perspectiva de VD. Mantendo VS constante, registra-se a reação da pressão de descarga para um degrau com amplitude de 5% do intervalo de atuação da respectiva válvula. A partir da resposta obtida, calculam-se os parâmetros para um modelo de primeira ordem.

Com os parâmetros obtidos nos três ensaios, calcula-se a média entre eles, dando origem ao modelo médio da região. O procedimento foi repetido para as demais regiões, de forma que ao final obtiveram-se os parâmetros apresentados na Tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros do modelo médio para a pressão de descarga

Parâmetro	Região 1	Região 2	Região 3
Ganho estático [bar/V]	3,23	0,3	6,27
Constante de tempo [s]	24,8	5,0	27,6

A análise dos modelos obtidos permite perceber a não-linearidade introduzida pela válvula, como demonstra a comparação entre os ganhos e constantes de tempo obtidos para as diferentes regiões. Percebe-se ainda uma semelhança no valor das dinâmicas nas regiões 1 e 3. Essa similaridade é benéfica, já que as duas regiões compreendem a maior parte do mapa. Dessa forma, arbitrou-se os parâmetros da região 1 como modelo final para a pressão de descarga, definido por (4.2).

$$\frac{Y_2(s)}{U_2(s)} = G_{22}(s) = \frac{3,23}{24,8s + 1} \quad (4.2)$$

Onde:

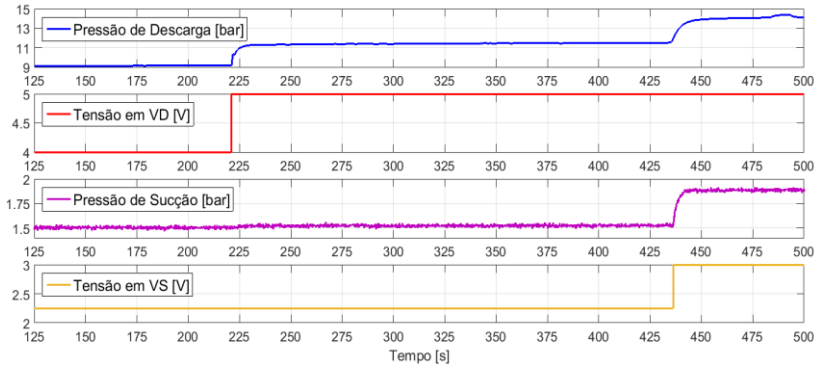
Y_2 pressão de descarga
 U_2 tensão em VD

4.3.3 Ensaios para identificação das interações

Por fim, foi realizado um ensaio para identificar as interações do processo. A Figura 36 fornece uma visão geral dos resultados obtidos.

Novamente, os atuadores foram excitados um por vez. Com o sistema em condições de equilíbrio, foi aplicado um degrau de 1 V em VD (aproximadamente aos 225 segundos). Na resposta do sistema percebe-se uma reação correspondente na pressão de descarga, enquanto a pressão de sucção apresentou uma variação insignificante. Esse resultado confirma que o desacoplamento oferecido pelo pulmão foi efetivo, permitindo desprezar a interação $G_{12}(s)$, que poderia haver entre VD e a pressão de sucção.

Figura 36 – Detalhe do ensaio de acoplamento



Fonte: Elaborada pelo autor.

Após o sistema assentar, um degrau semelhante foi aplicado em VS (aproximadamente aos 435 segundos). Na resposta do sistema percebe-se uma reação correspondente na pressão de sucção, junto com uma influência considerável na pressão de descarga. Esse resultado indica que o acoplamento $G_{21}(s)$ não pode ser desprezado. Visando modelar essa interação, procedeu-se a sua identificação, fornecendo a função de transferência de primeira ordem apresentada em (4.3).

$$\frac{Y_2(s)}{U_1(s)} = G_{21}(s) = \frac{3,47}{4,1s + 1} \quad (4.3)$$

Onde:

Y_2 pressão de descarga
 U_1 tensão em VS

4.4 Projeto dos controladores

O projeto dos controladores considerou uma abordagem com dois controladores clássicos monovariáveis, cujas sintonias foram realizadas considerando a existência de interação entre os modelos. A estratégia básica foi fazer com que, em malha fechada, a dinâmica de uma variável seja muito mais rápida que a dinâmica da outra. Dessa forma, o controlador da malha mais rápida mantém a variável associada em torno de sua referência, enquanto a outra malha ajusta a sua variável de processo.

Uma vez que a identificação do sistema forneceu modelos de primeira ordem, foram adotados controladores PI para garantir o seguimento de referências com erro nulo em regime permanente, dado que a tolerância adotada em torno de cada condição é de ± 1 °C. Isso permite que a resposta do sistema em malha fechada tenha um comportamento de segunda ordem, adotando especificações de desempenho típicas. A sintonia dos controladores foi realizada pelo método do Lugar Geométrico das Raízes, utilizando um recurso do software MATLAB.

4.4.1 Controlador da pressão de sucção

O projeto do controlador da pressão de sucção foi baseado no modelo descrito pela equação (4.1). Foi definido um controlador PI, com desempenho especificado por um sobressinal menor que 10% e tempo de acomodação 20% menor que em malha aberta (4,2 segundos). Além disso, foi utilizado um ganho suave, já que a constante de tempo da pressão de sucção é naturalmente rápida e o ganho estático da planta não é muito baixo.

A função de transferência para o controlador da pressão de sucção é descrita pela equação (4.4), apresentada na forma acadêmica, com $K_c = 3,78$ e $T_i = 1$.

$$C_1(s) = \frac{3,78(s + 1)}{s} \quad (4.4)$$

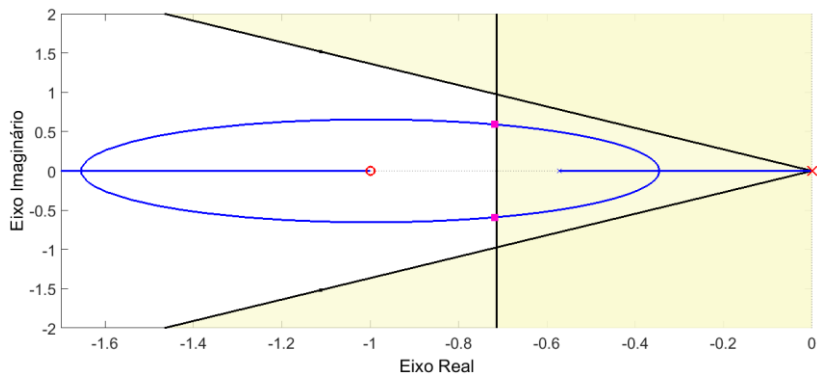
A Figura 37 apresenta o lugar geométrico das raízes para o sistema após a inclusão do controlador. A resposta simulada apresentou um tempo de acomodação de 4,01 segundos e sobressinal de 5,65%, portanto de acordo com o especificado.

4.4.2 Controlador da pressão de descarga

O projeto do controlador da pressão de descarga foi baseado no modelo descrito pela equação (4.2). Foi definido um controlador PI, com desempenho especificado por sobressinal menor que 20% e constante de tempo de malha fechada 3 vezes mais rápida que em malha aberta.

Desejou-se acelerar a resposta da pressão de descarga, pois ela é naturalmente lenta e isso pode influenciar no tempo total de ensaio. Entretanto, o comportamento em malha fechada não necessita ser excessivamente agressivo, uma vez que a descarga percorre menos pontos do que a sucção e deseja-se manter uma das malhas com dinâmica mais lenta que a outra para minimizar os efeitos causados pelo acoplamento.

Figura 37 – Lugar das raízes para o controlador da sucção



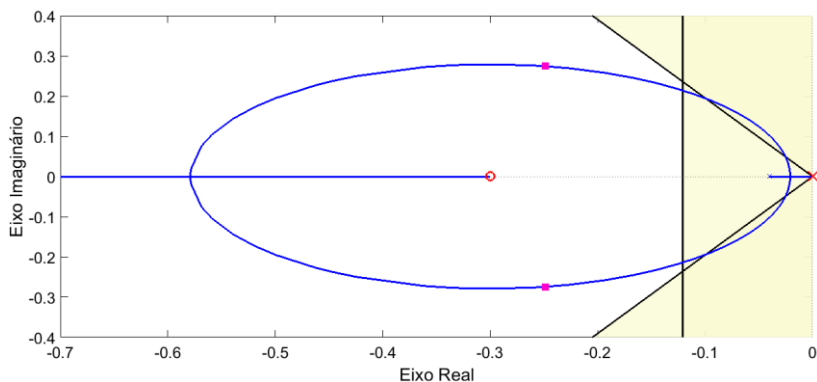
Fonte: Elaborada pelo autor.

A função de transferência para o controlador da pressão de descarga é descrita pela equação (4.5), apresentada na forma acadêmica, com $K_c = 3,5$ e $T_i = 3,33$.

$$C_2(s) = \frac{3,5(3,33s + 1)}{3,33s} \quad (4.5)$$

A Figura 38 apresenta o lugar geométrico das raízes para o sistema após a inclusão do controlador. A resposta simulada apresentou um tempo de acomodação de 11,08 segundos e sobressinal de 18,9%, portanto de acordo com o especificado.

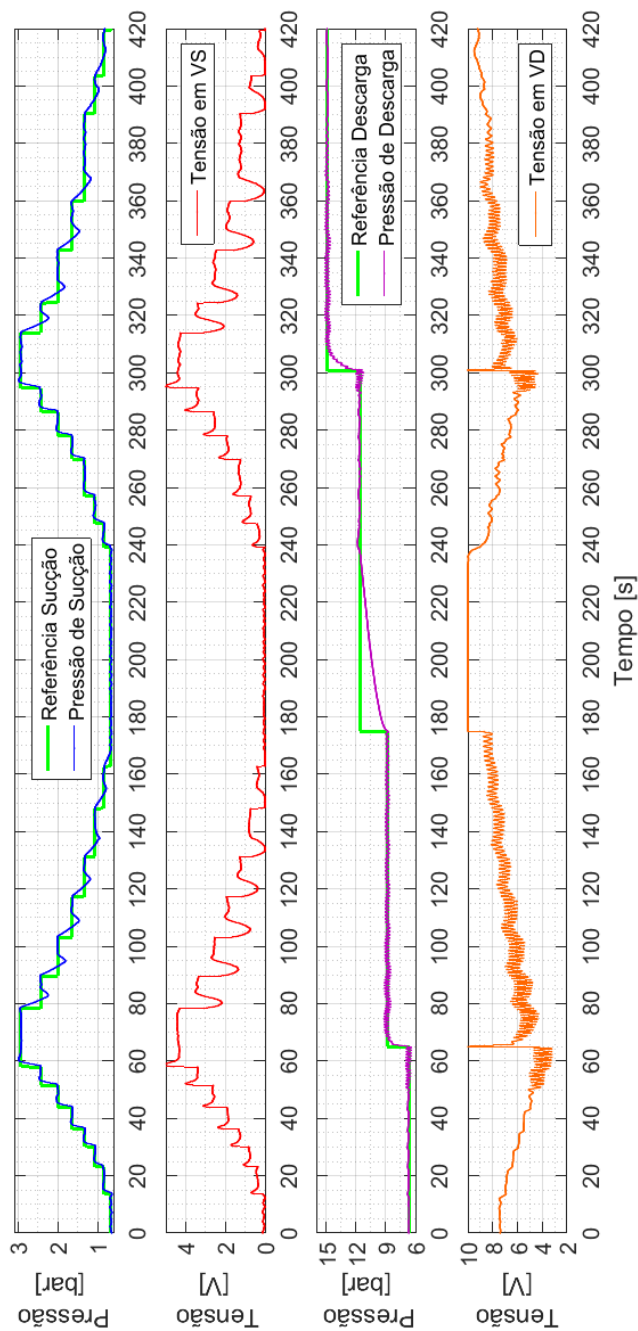
Figura 38 – Lugar das raízes para o controlador da descarga



Fonte: Elaborada pelo autor.

Ao final do projeto foi realizado um ensaio preliminar na bancada para avaliar o desempenho do sistema. A Figura 39 fornece uma visão geral do ensaio, apresentando o comportamento das variáveis de interesse em função do tempo. O resultado mostra que os dois controladores cumpriram o objetivo de rastreamento. Entretanto, pode-se perceber que o desempenho foi insatisfatório, principalmente para o controlador da descarga, onde o efeito do acoplamento atua como uma perturbação. Além disso a não-linearidade de ganho apresentada pelo atuador introduz uma oscilação na resposta do sistema.

Figura 39 – Ensaio preliminar em malha fechada

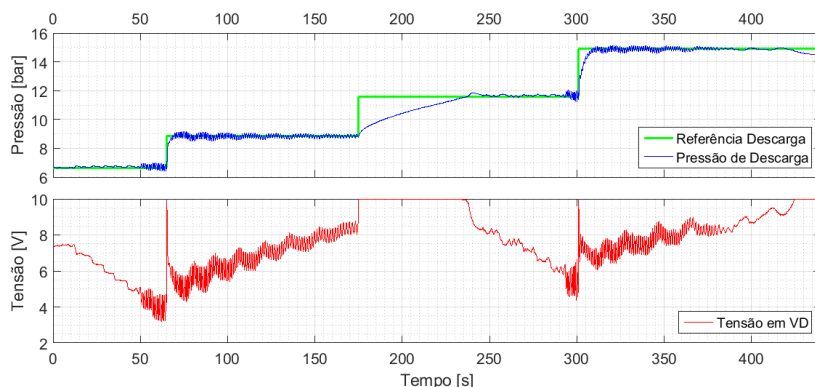


Fonte: Elaborada pelo autor

4.4.3 Projeto dos escalonadores

Como os controladores foram projetados a partir de modelos obtidos para um ponto de operação específico, é esperado que o seu comportamento se deteriore quando operando em pontos distintos. Esse comportamento se mostrou mais significativo na descarga, como demonstra a Figura 40.

Figura 40 – Detalhe do ensaio preliminar



Fonte: Elaborada pelo autor.

Percebe-se que o desempenho do sistema se degrada, em função da não-linearidade introduzida pelo atuador. Essa degradação inclusive leva o sistema a operar próximo ao limite da estabilidade, fato verificado pela oscilação excessiva apresentada na resposta. Além dessas questões, percebe-se que a variação de tensão em VS age como uma perturbação na pressão de descarga, em função do acoplamento apresentado pelo sistema.

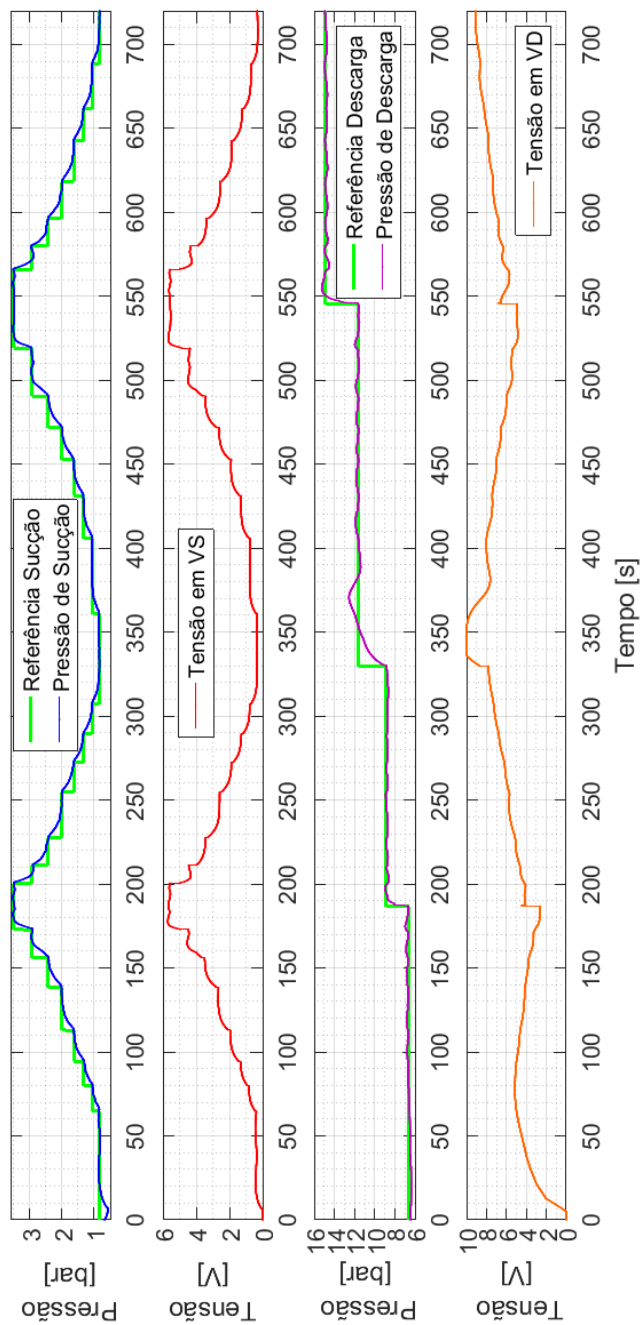
Outra questão envolve a saturação da ação de controle durante a mudança de referência (a partir do instante 175 segundos). Apesar de a saturação não ser um fenômeno desejável, a estratégia de controle é incapaz de modificar esse comportamento. Uma vez que influencia unicamente no tempo de rastreamento, optou-se por conviver com esse comportamento, para evitar a substituição do atuador.

Visando compensar a não-linearidade e melhorar o desempenho do sistema, foi utilizada uma estratégia de escalonamento de ganho. A ideia consiste em modificar o ganho da lei de controle, em função da tensão aplicada sobre a válvula, como forma de minimizar o efeito provocado pelas não linearidades do atuador. Para isso, foram utilizados os perfis de

ganho identificados na Tabela 5. O resultado após a inclusão do escalonador pode ser visualizado na Figura 41.

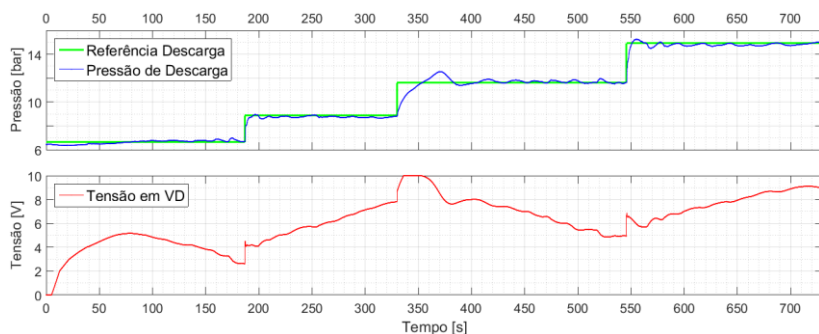
Percebe-se que a inclusão do escalonador melhorou a resposta do sistema, tanto para a sucção quanto para a descarga. A Figura 42 detalha o comportamento do controlador da descarga após a inclusão do escalonador.

Figura 41 – Ensaio em malha fechada com escalonador



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 42 – Detalhe do ensaio com escalonador



Fonte: Elaborada pelo autor.

A comparação entre a Figura 40 e a Figura 42 mostra que o efeito oscilatório foi suavizado consideravelmente. Isso ocorre porque o escalonador permite que o controlador se adapte às modificações do sistema.

Além disso, percebe-se que o escalonador também auxiliou na rejeição das perturbações causadas pelo acoplamento. O escalonador diminui a agressividade do sinal de controle de sucção, dando tempo para que o controle da descarga se adapte às variações, permitindo rejeitar a perturbação de forma mais rápida.

4.5 Controle da região de equalização

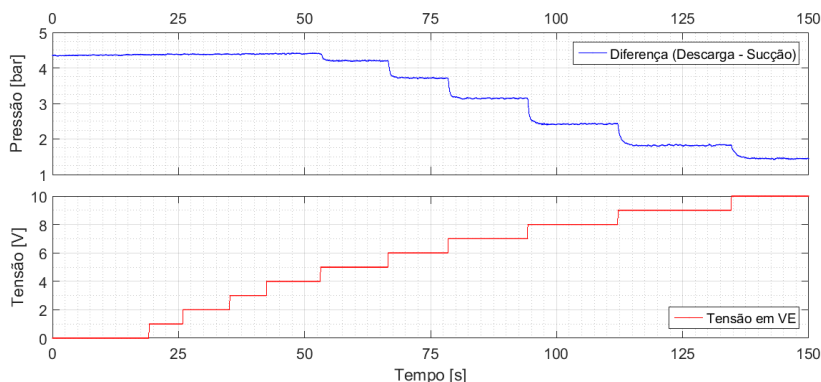
Para o controle na região de equalização, foi necessário utilizar uma linha auxiliar para transferir pressão diretamente da descarga para a sucção. Uma vez que VE exerce influência tanto na pressão de sucção, quanto na pressão de descarga, adotou-se como variável de processo a diferença entre essas pressões. Essa escolha é bastante razoável, visto que o que se deseja alterar com a abertura da válvula de equalização é justamente a diferença entre as pressões de sucção e descarga do compressor.

4.5.1 Identificação e modelagem

Visando avaliar o comportamento de VE em serviço, foi realizado um ensaio de identificação. Nesse ensaio, levou-se o sistema para o ponto de 5 °C de evaporação e 25 °C de condensação, onde VS deixa de responder. A partir daí, VS e VD foram mantidas em repouso. Então, foram aplicados degraus de mesma amplitude na entrada de VE, obtendo-se um perfil da variável controlada em função das diferentes aberturas da válvula.

A Figura 43 apresenta o resultado do ensaio realizado com VE. Vale lembrar que VE é uma válvula de ação direta, em que uma maior tensão está associada a uma maior abertura.

Figura 43 – Ensaio de avaliação da válvula de equalização



Fonte: Elaborada pelo autor.

Nota-se que inicialmente a variável de processo não responde às entradas aplicadas. Esse fato pode ser explicado pela válvula ser normalmente fechada, de forma que é necessário que se tenha uma abertura considerável para que seu efeito seja percebido. A partir dos 4 V, a variável controlada começa a responder. A partir daí, a válvula atinge uma faixa de operação aproximadamente proporcional, como mostra a Tabela 8.

Tabela 8 – Perfil de ganho de VE

Tensão [V]	Pressão [bar]	K [bar/V]
0	4,373	-
1	4,383	0,010
2	4,387	0,004
3	4,399	0,012
4	4,395	-0,004
5	4,201	-0,194
6	3,716	-0,485
7	3,15	-0,566
8	2,434	-0,716
9	1,835	-0,599
10	1,45	-0,385

É importante observar que a alternância de sinal dos valores dos ganhos estáticos apresentados na Tabela 8 não deve ser considerada para efeitos de levantamento do modelo dinâmico. Esse comportamento apareceu porque a diferença entre as pressões manteve-se praticamente constante e qualquer variação em uma das duas pressões, provocada por efeitos diversos, faz com que o valor da diferença assuma valores positivos ou negativos. Como todos os valores apresentam amplitude baixa, assumiu-se que a variação até os 4 V na entrada da válvula é nula. Feita essa consideração, identificou-se o modelo dinâmico que relaciona a variável de controle com a tensão aplicada em VE, definido por (4.6).

$$\frac{Y_3(s)}{U_3(s)} = G_3(s) = \frac{-0,716}{0,4s + 1} \quad (4.6)$$

Onde:

Y_3 diferença entre a pressão de descarga e a pressão de sucção
 U_3 tensão em VE

4.5.2 Projeto do controlador

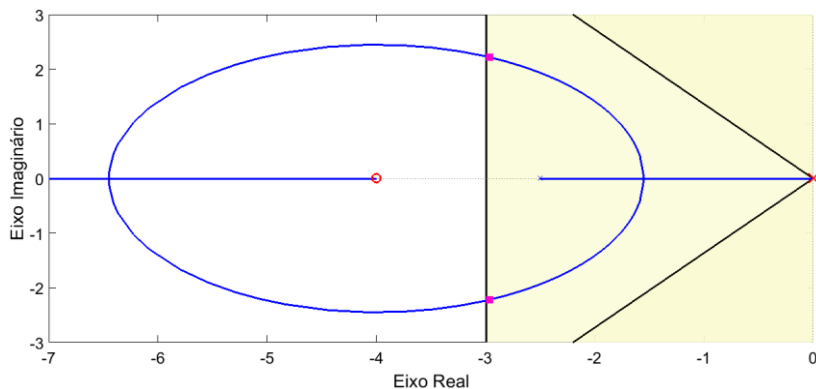
O projeto do controlador para VE foi baseado no modelo descrito pela equação (4.6). Foi definido um controlador PI, com desempenho especificado por sobressinal menor que 10% e tempo de acomodação de 1 segundo.

A função de transferência para o controlador da região de equalização é descrita pela equação (4.7), apresentada na forma acadêmica, com $K_c = -0,9$ e $T_i = 0,25$.

$$C_3(s) = \frac{-0,9(0,25s + 1)}{0,25s} \quad (4.7)$$

A Figura 44 apresenta o lugar das raízes do sistema após a sintonia do controlador. A resposta simulada apresentou um tempo de acomodação de 11,08 segundos e sobressinal de 18,9%, portanto de acordo com o especificado.

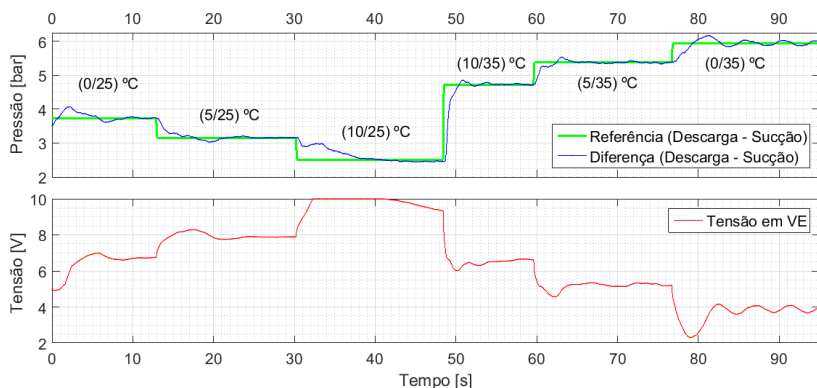
Figura 44 – Lugar das raízes equalização



Fonte: Elaborada pelo autor.

Ao final do projeto foi realizado um ensaio para avaliar o desempenho do sistema. A Figura 45 fornece uma visão geral do ensaio, apresentando o comportamento das variáveis de interesse em função do tempo. O resultado mostra que o controlador cumpriu o objetivo de rastreamento para um trecho da região de equalização. Além disso, percebe-se que um ajuste do ganho permite reduzir a oscilação, melhorando o desempenho do sistema.

Figura 45 – Ensaio com VE em malha fechada

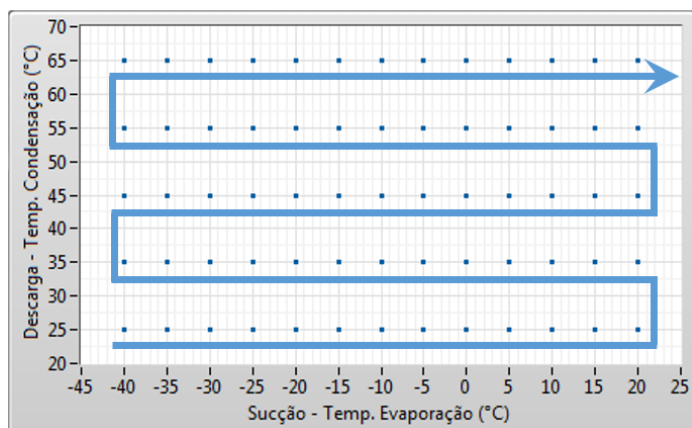


Fonte: Elaborada pelo autor

4.6 Recursos de automação

Estando o controle regulatório funcionando satisfatoriamente, o foco passa para as próximas necessidades do projeto. A primeira etapa nesse sentido é definir a trajetória de ensaio, determinando a sequência de envio das referências. A Figura 46 apresenta a trajetória escolhida.

Figura 46 – Trajetória de seguimento



Fonte: Elaborada pelo autor

Inicialmente, percorre-se o eixo das abcissas (pressão de sucção) de forma crescente, mantendo a ordenada (pressão de descarga) constante. Quando todos os valores de abcissa são alcançados, modifica-se o valor da ordenada, passando a varrer as abcissas de forma decrescente. Esse ziguezague continua até que todos os pontos sejam alcançados.

Tal caminho foi escolhido por uma série de fatores, mas principalmente devido ao aquecimento do compressor. Durante a compressão, o fluido permanece em contato direto com os elementos internos, saindo um pouco mais quente do que entrou. O aquecimento aumenta o nível de agitação das moléculas do gás, sendo percebido como um aumento na pressão de descarga.

Como o fluido é continuamente recirculado, a pressão de descarga aumenta a uma taxa constante. Esse fato impede o retorno às condições de baixa pressão de descarga, uma vez que o circuito não conta com trocadores de calor, reduzindo o intervalo de atuação de VD.

Além disso, a constante de tempo da sucção é mais rápida do que a da descarga. Dessa forma, a trajetória escolhida permite atingir todos os pontos em um menor tempo de ensaio.

4.6.1 Gerenciamento de referências

Como o compressor deve operar em diferentes condições, se faz necessário um sistema capaz de gerenciar automaticamente o envio de referências. Esse sistema é responsável por alimentar os controladores com uma sequência de referências, definidas a partir da trajetória de seguimento. Além disso, o sistema deve assegurar que a referência enviada foi efetivamente atingida, trabalhando na mesma velocidade do processo.

A solução para atender esses requisitos foi implementada através de máquinas de estados finitos (FSM). O conceito é concebido como uma sequência finita de estados, percorridos um a um pela máquina. Cada estado armazena informações sobre o passado, refletindo as mudanças desde o início da operação até o momento presente. Além das informações, um estado contém ações e condições. Uma ação é uma atividade que deve ser realizada num determinado momento. Uma condição indica um requisito que deve ser cumprido para que ocorra uma mudança de estado.

Dessa forma, foi utilizada uma FSM para as referências de sucção e outra FSM para as referências de descarga, sendo que essas duas máquinas compartilham informações entre si. Cada ponto de operação foi mapeado a partir de dois índices, indicando a abcissa e a ordenada respectivamente. Dessa forma os estados das FSMs geram os índices que definem a sequência a ser percorrida. Além disso, foi definido como condição que o ponto de operação atual permaneça dentro da tolerância por no mínimo 2 segundos.

A ativação ou não dos controladores é definida em função da região de operação atual, localizada através dos índices das duas FSMs. A lógica adotada para habilitação dos controladores está resumida no Quadro 2 e foi baseada nas regiões delimitadas na Figura 35.

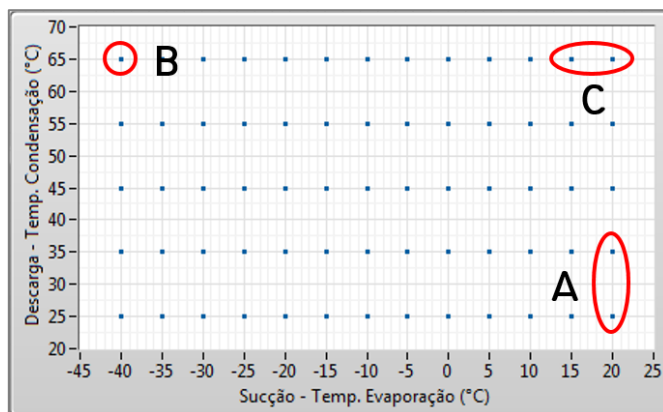
Quadro 2 – Funcionamento dos controles por região

	Região 1	Região 2	Região 3
Controle de Sucção	Ativo	Ativo	Ativo
Controle de Descarga	Ativo	Ativo	Ativo
Controle de Equalização	Inativo	Ativo	Inativo

4.6.2 Lógica de atuação do circuito auxiliar

A estratégia de controle automático funcionou adequadamente para a maioria dos pontos do mapa, entretanto algumas limitações físicas da planta impediam o alcance de condições mais severas. Essas condições coincidem com os pontos extremos do mapa e são apresentadas na Figura 47.

Figura 47 – Condições de operação críticas



Fonte: Elaborada pelo autor

Os pontos em A e C são críticos pela limitação do circuito em alcançar altas pressões de sucção. Já o ponto B combina uma baixa pressão de sucção com uma alta pressão de descarga, que é naturalmente difícil de ser alcançada.

Essas dificuldades impedem a evolução do ensaio, já que o sistema gerenciador de referências aguarda o alcance de uma condição para mudar a referência. Visando contornar essa dificuldade, foi proposta uma lógica para controlar a operação do circuito auxiliar, de forma a viabilizar o alcance das condições críticas. As ações são disparadas a partir da condição de operação atual, por meio das FSMs.

Os pontos em A foram alcançados injetando fluido diretamente na sucção do compressor, abrindo a solenoide S2, apresentada na Figura 23. O ponto B foi alcançado fechando a solenoide S4, indicada na mesma figura, de forma a restringir a comunicação com o pulmão por um curto período de tempo. Para alcançar os pontos em C, foi necessário o acionamento dos resistores de potência, aquecendo o fluido e elevando a pressão no interior do reservatório. Essas ações são resumidas no Quadro 3.

Quadro 3 – Ações dos componentes discretos

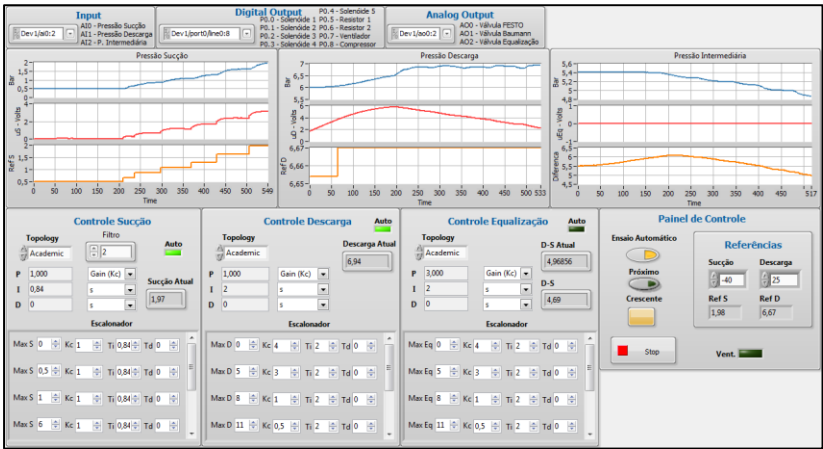
Ponto	Ação
A	Abertura de S2
B	Fechamento de S4
C	Abertura de S2 + Ativação dos resistores

4.7 Recursos de software

As estratégias de controle e automação descritas nas seções 4.4, 4.5 e 4.6 foram integralmente implementadas via *software*. A solução foi desenvolvida no ambiente de programação gráfica LabVIEW, dividida em dois elementos principais: painel frontal e diagrama de blocos.

O painel frontal fornece a interface com o usuário, apresentando gráficos com as medições das variáveis, parâmetros dos controladores, além da tela sinótica do processo. A Figura 48 apresenta a interface do sistema.

Figura 48 – Interface do sistema

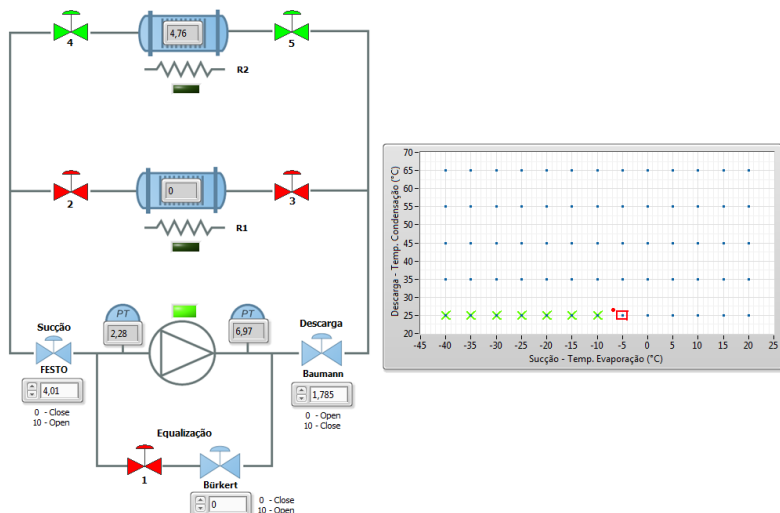


Fonte: Elaborada pelo autor

A região superior esquerda permite configurar os canais de entrada e saída do módulo DAQ. Logo abaixo, são apresentados os gráficos em função do tempo utilizados pelos controladores da sucção, descarga e equalização, respectivamente. A região inferior contém os parâmetros de controle e escalonadores usados pelos três controladores. Além disso, na região inferior direita existe um painel que permite habilitar o ensaio automático, bem como digitar valores manuais para as referências.

A Figura 49 apresenta a tela sinótica do processo e o mapa de condições, usados para gerenciar o desenvolvimento do ensaio.

Figura 49 – Tela sinótica do processo



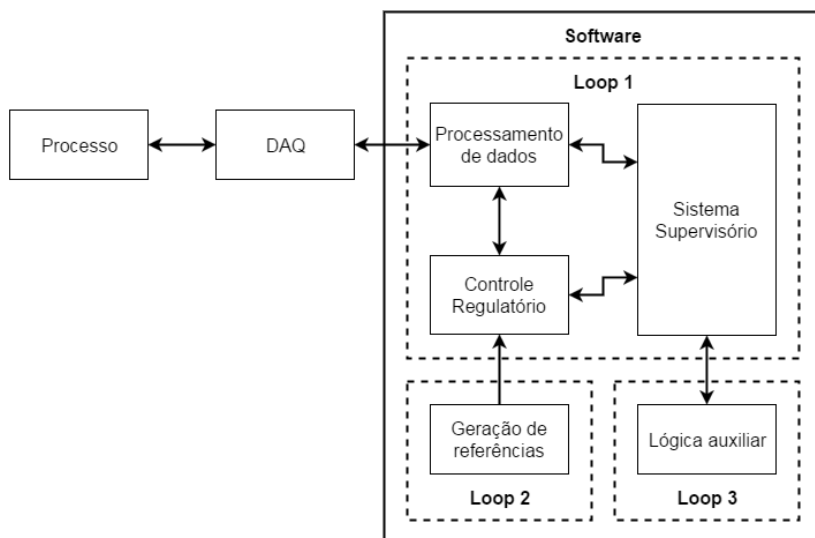
Fonte: Elaborada pelo autor

Já o diagrama de blocos contém o código e instruções propriamente ditas. O LabVIEW fornece uma série de funções que permitem uma implementação em alto nível, através de blocos específicos. Nesse sistema, os controladores são implementados de forma digital, por meio de equações a diferenças (NATIONAL INSTRUMENTS, 2009).

O programa é dividido em três tarefas paralelas, conforme ilustra a Figura 50. O Laço 1 é a rotina responsável pelo tratamento dos dados, controle e supervisão. O Laço 2 é a rotina responsável pela geração de referências, enquanto o Laço 3 incorpora a execução da lógica auxiliar.

O Laço 1 sempre está em execução, pois ele é responsável por toda a comunicação com o processo. O período de execução do Laço 1 é de 0,1 segundo e está relacionado com a taxa de amostragem utilizada (10 amostras por segundo). Esse valor foi recomendado pelo fabricante do módulo DAQ e foi considerado adequado, uma vez que não houve perdas significativas em relação à dinâmica do processo.

Figura 50 – Esquema de divisão da lógica do software



Fonte: Elaborada pelo autor

Já a execução dos Laços 2 e 3 depende exclusivamente do processo. Dessa forma, pode-se dizer que o Laço 1 está continuamente observando o processo, que é observado pelo Laço 2, que por sua vez, é observado pelo Laço 3, já que a lógica que controla o circuito auxiliar depende das referências enviadas pelo Laço 2.

5 RESULTADOS E AVALIAÇÃO

A metodologia descrita no Capítulo 4 foi inteiramente desenvolvida com um compressor de médio porte. Com esse modelo, o protótipo se mostrou bem dimensionado, permitindo alcançar a totalidade das condições de operação em aproximadamente 23 minutos.

Visando aproveitar a solução desenvolvida para outros compressores, procedeu-se uma avaliação com diferentes modelos. Para essa tarefa, a família de compressores produzidos pela empresa foi classificada de acordo com a capacidade de refrigeração de cada compressor. A capacidade de refrigeração é um parâmetro de desempenho apresentado nos catálogos de compressores de refrigeração que está diretamente associado com a capacidade de remover calor de um ambiente a ser refrigerado. Compressores de alta capacidade de refrigeração produzem vazões maiores que compressores de baixa capacidade de refrigeração (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 1989).

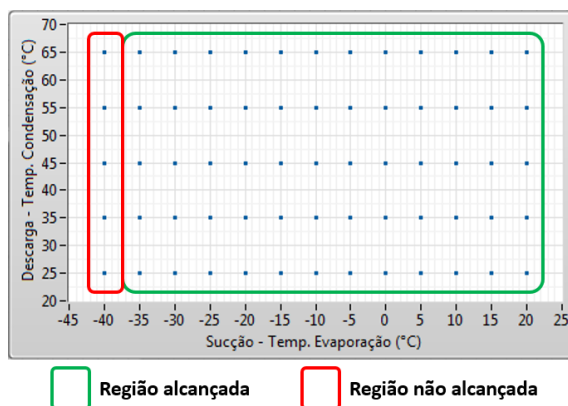
Dessa forma, foram selecionados modelos que representem compressores de pequeno e grande porte. A avaliação foi realizada de forma qualitativa, observando os seguintes pontos: abrangência de condições, comportamento do sistema de controle e tempo de execução da rotina completa de ensaio.

De forma geral, percebe-se que a mudança de compressor impacta duplamente o sistema. Primeiramente com relação à instalação, já que a perda de carga das válvulas varia conforme a capacidade do compressor. Além disso, a variação de capacidade influencia a dinâmica do processo, afetando a modelagem e o controle do sistema. Os resultados da avaliação são apresentados de forma separada para cada um dos compressores, sendo que na seção 5.1 são apresentados os resultados para o compressor pequeno e na seção 5.2 são apresentados os resultados para o compressor grande.

5.1 Compressor pequeno

Com o compressor de menor capacidade instalado, a planta não conseguiu alcançar os pontos de baixa pressão de sucção, identificados na Figura 51.

Figura 51 – Região de abrangência – Compressor pequeno

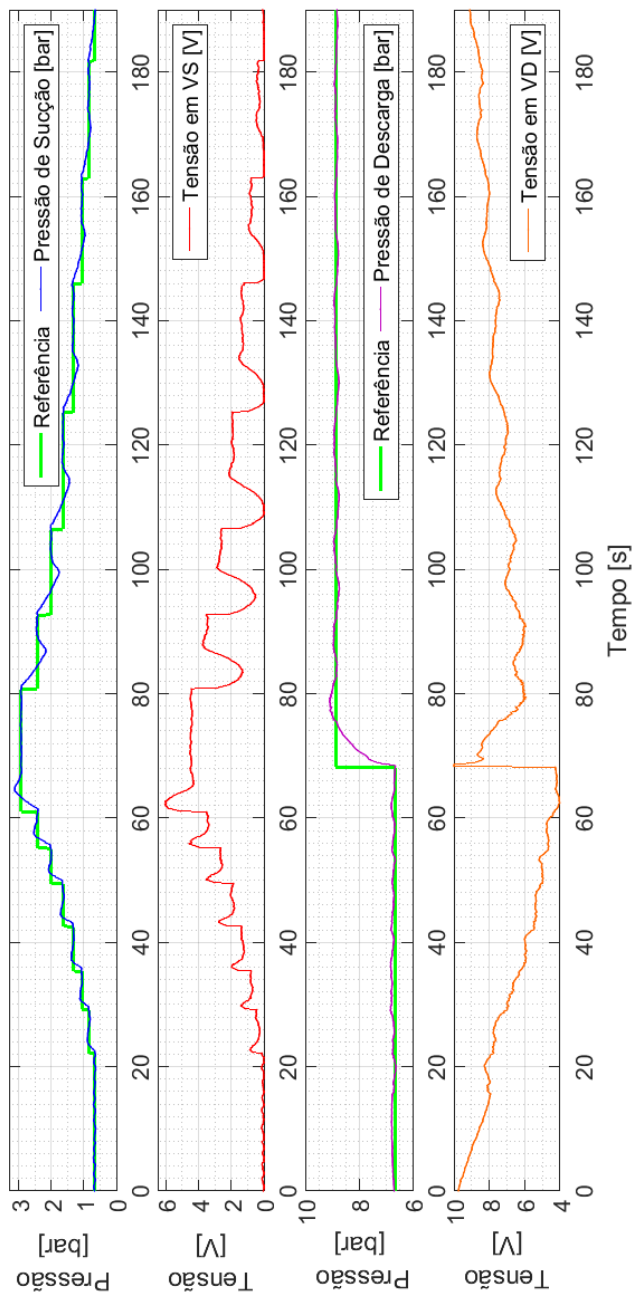


Fonte: Elaborada pelo autor

Essa limitação pode ser explicada pelo orifício utilizado em VS, que estava adequado para o compressor de capacidade média. Uma possível solução para esse problema é modificar o projeto da bancada para adicionar uma válvula de CV menor em paralelo com a válvula atual de sucção.

A Figura 52 fornece uma visão geral do ensaio, apresentando o comportamento das variáveis de interesse em função do tempo. Percebe-se que a dinâmica do processo manteve-se semelhante ao modelo nominal, não necessitando grandes ajustes nos parâmetros dos controladores. Além disso, o compressor apresentou maior dificuldade para alcançar a região de alta pressão de descarga, elevando o tempo de execução de ensaio

Figura 52 – Ensaio em malha fechada compressor pequeno



Fonte: Elaborada pelo autor

5.2 Compressor grande

Já o compressor de maior capacidade, apresenta uma dinâmica mais rápida que a do modelo nominal. Dessa forma, os parâmetros do controlador necessitaram ser ajustados. Além disso, a planta não foi capaz de alcançar a região de alta sucção, conforme identifica a Figura 53.

Figura 53 – Região de abrangência – Compressor grande

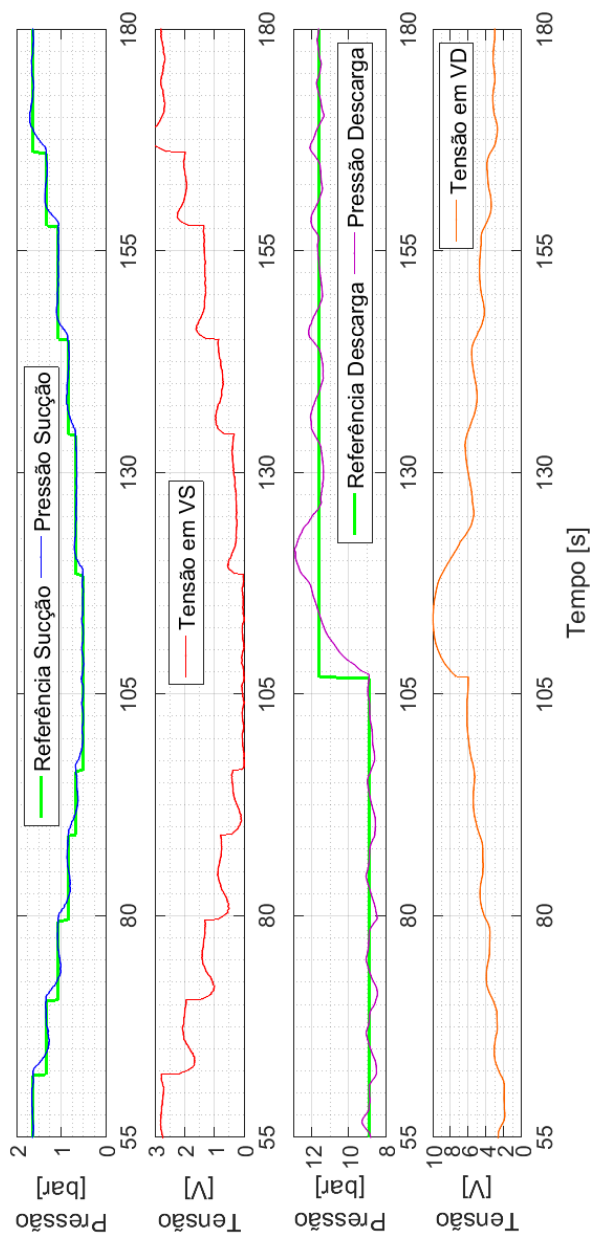


Fonte: Elaborada pelo autor

Essa limitação pode ser explicada pelo aumento de vazão provocado pelo compressor, causando maior perda de carga nas válvulas de controle. Essa característica deixa evidente que o dimensionamento das válvulas deve levar em consideração a capacidade do compressor, dificultando a obtenção de uma bancada que empregue apenas um modelo de válvula na sucção e que permita avaliar os diversos modelos de compressor. Para adoção do conceito de bancada proposto neste trabalho em ambiente industrial provavelmente será necessário empregar ao menos duas válvulas de sucção, sendo uma com CV ligeiramente inferior ao da válvula atual e outra com CV bastante superior. Dessa forma, empregando uma ou outra válvula espera-se que seja possível varrer todas as condições do mapa independentemente do compressor sob ensaio.

Finalmente a Figura 54 fornece uma visão geral do ensaio, apresentando o comportamento das variáveis de interesse em função do tempo.

Figura 54 – Ensaio em malha fechada compressor grande



Fonte: Elaborada pelo autor

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho abrangeu o desenvolvimento de uma bancada para o controle de operação de um compressor de refrigeração. Seu caráter multidisciplinar, envolvendo conhecimentos sobre termodinâmica, mecânica dos fluidos, controle de processos e instrumentação, elevou o desafio envolvido.

A primeira etapa do trabalho abrangeu a construção do protótipo. Essa abordagem permitiu que as estratégias de controle e automação fossem implementadas na prática, permitindo uma avaliação real da solução final. Além disso, foi possível validar o conceito da bancada, fornecendo um ponto de partida para a internalização por parte da indústria de refrigeração.

Nesse sentido, a especificação das válvulas de controle se mostrou de suma importância. A maior vazão proporcionada pelos compressores de maior capacidade dificulta que um mesmo conjunto de válvulas atenda aos diversos modelos de compressores. Dessa forma, são necessárias adaptações para que o protótipo possa ser utilizado com compressores de elevada capacidade de refrigeração. Uma alternativa a ser avaliada seria a construção de bancadas para ensaiar compressores com determinadas faixas de capacidade de refrigeração, permitindo um melhor dimensionamento dos componentes ou a adoção de múltiplas válvulas em uma mesma bancada, com possibilidade de escolher qual deve operar em função da condição que se deseja atingir e da capacidade de refrigeração do compressor em ensaio.

A segunda etapa do trabalho abrangeu a estratégia de controle implementada. Atuou-se no controle das pressões na entrada e na saída do compressor, de forma que a condição de operação pudesse ser modificada de forma automática. Essas variáveis foram controladas através de controladores PI, comumente encontrados na indústria. Os controladores foram implementados de forma digital, como equações a diferenças, através do conceito de instrumentação virtual.

Os resultados experimentais mostraram que os controladores desenvolvidos forneceram resultados satisfatórios. O seguimento de referência com erro nulo em regime permanente é essencial para que o compressor possa ser ensaiado na condição especificada. Além disso, um seguimento rápido permite que o ensaio seja realizado também de forma mais rápida. Portanto, conclui-se que as técnicas de controle clássico adaptadas permitiram solucionar um problema multivariável com dinâmicas variáveis e características não-lineares.

A automação tornou o ensaio independente do operador, reduzindo o envolvimento humano em atividades repetitivas e suscetíveis a erros. Além do benefício ergonômico, isso se reflete em melhorias na repetibilidade e reprodutibilidade, além de minimização do tempo de ensaio. Assim, o investimento na instrumentação é facilmente justificável pela melhora nas condições de trabalho dos operadores, pelo aumento de produtividade e pelo aumento da eficiência operacional dos ensaios.

Finalmente, espera-se que o conhecimento desenvolvido neste trabalho possa ser aproveitado na execução de diferentes ensaios que necessitem controlar a condição de operação do compressor. Iniciativas nesse sentido já estão sendo tomadas, com o início do processo de internalização do conceito desenvolvido nesta dissertação em um dos laboratórios da Whirlpool S.A. – Unidade Embraco.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

No tocante ao protótipo, propõe-se estudar com maior profundidade o dimensionamento de válvulas que melhorem o controle de pressão na descarga. Perdas de carga muito elevadas na descarga reduzem a pressão intermediária, impedindo que a sucção alcance os pontos mais elevados. Isso é essencial para que o protótipo seja adequado aos diferentes modelos de compressor. Solução alternativa na mesma direção poderia ser um mecanismo que permitisse um controle mais efetivo da pressão intermediária, como a inclusão de um sistema de resfriamento dos reservatórios.

No que se refere à estratégia de controle utilizada, indica-se o estudo de um sistema de controle multivariável, que permita lidar diretamente com os acoplamentos do sistema. Além disso, um sistema de sintonia automática também agregaria valor à solução, uma vez que excluiria a necessidade de ensaios manuais de identificação e sintonizaria o sistema independentemente do conhecimento do operador da bancada.

Por fim, foi adotado um valor de tolerância empírico para o ensaio para considerar que as variáveis se encontram em regime permanente. Uma outra frente de estudo seria avaliar qual deveria ser essa tolerância em cada ponto de operação para que a influência no resultado do ensaio permanecesse dentro de limites estabelecidos, uma vez que a relação entre pressão e temperatura equivalentes na saturação é bastante não linear.

REFERÊNCIAS

- ALCIATORE, D. G.; HISTAND, M. B. **Introduction to mechatronics and measurement systems**. 4. ed. New York: McGraw-Hill, 2012.
- ALFAYA, J. A. et al. Multi-operating-point robust control of a one-stage refrigeration cycle. **2015 European Control Conference**, 2015.
- APREA, C.; MASTRULLO, R. Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C. **Applied Thermal Engineering**, p. 205–218, 2002.
- ASTRÖM, K. J.; HÄGGLUND, T. **PID Controllers: Theory, Design and Tuning**. 2. ed. Research Triangle Park: Instrument Society of America, 1995.
- ASTRÖM, K. J.; MURRAY, R. M. **Feedback Systems: An introduction for scientists and engineers**. Princeton: Princeton University Press, 2008.
- BALBINOT, A.; BRUSAMARELLO, V. J. **Instrumentação e fundamentos de medidas**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015. v. 2
- BALLMANN, E. **Aprimoramento de processo de medição de deslocamento de válvulas em compressores de refrigeração**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, 2010.
- BEGA, E. A. (ED.). **Instrumentação industrial**. 3. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2011.
- BLOCH, H. P.; HOFNER, J. J. **Reciprocating compressors: operation & maintenance**. Houston: Butterworth-Heinemann, 1996.
- BORDENEUVE-GUIBÉ, J.; VAUCORET, C. Robust multivariable predictive control: An application to an industrial test stand. **IEEE Control Systems Magazine**, p. 54–65, 2001.
- BROWN, R. N. **Compressors: selection and sizing**. 3. ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2005.

BÜRKERT FLUID CONTROL SYTEMS. **2/2-Way Solenoid Control Valve**, 2016a. Disponível em: <<http://www.burkert.com/en/Media/plm/DTS/DS/DS2873-Standard-EU-EN.pdf>>. Acesso em: 2 ago. 2016

BÜRKERT FLUID CONTROL SYTEMS. **Control Electronics for Proportional Valves**, 2016b. Disponível em: <<http://www.burkert.com/en/Media/plm/DTS/DS/DS8605-Standard-US-EN.pdf?id=DTS00000000000000001000112365EN->>. Acesso em: 2 ago. 2016

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.

CHILLER & COOLING BEST PRACTICES. **Embraco Introduces EM3 Compressor with R290 Refrigerant**, 2016. Disponível em: <<http://www.coolingbestpractices.com/technology/refrigeration-compressors/embraco-introduces-em3-compressor-r290-refrigerant>>. Acesso em: 6 jul. 2016

COELHO, A. A. R.; COELHO, L. DOS S. **Identificação de sistemas dinâmicos lineares**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2015.

COSTA, J. G. F. DA. **Automação de ensaios de compressores de refrigeração operando sob condições extremas**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, 2010.

DANFOSS A/S. **Thermostatic expansion valves type T2 / TE2**, 2013. Disponível em: <http://files.danfoss.com/technicalinfo/dila/01/DKRCC.PD.AA0.A6.02_TE2_vs.pdf>. Acesso em: 2 ago. 2016

DIRLEA, R.; HANNAY, J.; LEBRUN, J. **Testing of refrigeration compressors without condensation**. . In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE. West Lafayette: Purdue University, 1996

DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. 1. ed. São Paulo: Hemus, 2004.

DRISKELL, L. **Control-valve selection and sizing**. Research Triangle Park: Instrument Society of America, 1983.

EMBRACO. Aplicações LBP, MBP e HBP: É preciso entender o que indicam essas nomenclaturas. **Clube da Refrigeração**, n. 120, 2014.

EMERSON PROCESS MANAGEMENT. **Control valve handbook**. 4. ed. Marshalltown: [s.n.].

EMERSON PROCESS MANAGEMENT. **Baumann pneumatic actuators**, 2014. Disponível em: <http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/instruction_manuals/d103352x012.pdf>. Acesso em: 7 maio. 2016

EMERSON PROCESS MANAGEMENT. **Baumann 51000 high-pressure, low-flow control valve**, 2016a. Disponível em: <<http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/bulletins/d103339x012.pdf>>. Acesso em: 2 ago. 2016

EMERSON PROCESS MANAGEMENT. **Fisher FIELDVUE DVC6200 Digital Valve Controller**, 2016b. Disponível em: <http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/bulletins/d103415x012.pdf?_ga=1.166131646.1094265566.1471701919>. Acesso em: 2 ago. 2016

FESTO AG. **Proportional pressure regulators MPPE/MPPES**, 2013. Disponível em: <https://www.festo.com/cat/en_gb_gb/data/doc_ENUS/PDF/US/MPPE-MPPES_ENUS.PDF>. Acesso em: 2 ago. 2016

FLESCHE, R. C. C. **Estudo e projeto de estratégias de controle para aplicação em uma bancada de ensaio que apresenta atraso de transporte**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, 2008.

FLESCHE, R. C. C. **Contribuições ao controle de sistemas monovariáveis e multivariáveis com atraso de transporte**. Tese (Doutorado)—

Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Automação e Sistemas, 2012.

FRANKLIN, G. F.; POWELL, J. D.; EMAMI-NAEINI, A. **Sistemas de controle para engenharia**. 6. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

HUNDY, G. F.; TROTT, A. R.; WELCH, T. C. **Refrigeration and air conditioning**. 4. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2008.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 917: Testing of refrigerat compressors**. Switzerland: [s.n.].

LAJÚS JUNIOR, F. C. **Uma análise numérica do impacto em válvulas do tipo palheta de compressores**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

LATHI, B. P. **Sinais e sistemas lineares**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2007.

LIPTÁK, B. G. (ED.). **Instrument Engineers Handbook: Process Control and Optimization**. 4. ed. Boca Raton: CRC Press, 2006. v. 2

MARCINICHEN, J. B.; HOLANDA, T. N. DEL; MELO, C. **A dual SISO Controller for a Vapor Compression Refrigeration System**. . In: INTERNATIONAL REFRIGERATION AN AIR CONDITIONING CONFERENCE. West Lafayette: Purdue University, 2008

MILLER, R.; MILLER, M. **Ar-condicionado e refrigeração**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

NAIDU, D. S.; RIEGER, C. G. Advanced control strategies for heating, ventilation, air-conditioning and refrigeration systems - An overview: Part I: Hard Control. **HVAC&R Research**, 2011.

NATIONAL INSTRUMENTS. **LabVIEW: PID and Fuzzy Logic Toolkit User Manual**, 2009. Disponível em: <<http://www.ni.com/pdf/manuals/372192d.pdf>>. Acesso em: 2 ago. 2016

NATIONAL INSTRUMENTS. **NI 6353 device specifications**, 2016. Disponível em: <<http://www.ni.com/pdf/manuals/374592d.pdf>>. Acesso em: 2 ago. 2016

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

PENTEADO, P. M. **Desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga por impacto em válvulas de compressores de refrigeração**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, 2009.

POLETTTO, E. L. **Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medição**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, 2006.

SCHLICKMANN, D. G. **Aprimoramento e caracterização do comportamento metrológico de uma bancada de ensaios de partida e de tombamento de compressores de refrigeração**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.

SCUSSEL, J. N. **Propostas de ações para reduzir o tempo demandado por ensaio de desempenho de compressores herméticos**. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, 2006.

SEBORG, D. E. et al. **Process Dynamics and Control**. 3. ed. New York: John Wiley & Sons, 2011.

SILVEIRA, H. M. **Notas de Aula - EEL7063 - Sistemas de Controle - Laboratório**, 2010.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

THOMAZINI JUNIOR, J. C. Desenvolvimento de recursos para aumentar a produtividade de uma bancada de ensaios de partida e tombamento de compressores de refrigeração. Dissertação (Mestrado)—Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2013.